

Оригинальная статья

DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/10>

УДК 621.865.8



Динамическое нагружение элементов гидравлической системы манипулятора лесотранспортной машины при выравнивании рамы опорно-поворотного устройства

Ольга Р. Дорняк¹✉, ordornyak@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0003-3714-8167>

Людмила В. Маркова², l_v_markova@mail.ru

Павел В. Танчук¹, pavlentpv@mail.ru

Сергей К. Попиков³, sergpopikov@mail.ru  <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>

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

²Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, ул. П.Бровки, 15, г. Минск, 220072, Республика Беларусь

³Институт комплексного проектирования автомобильных дорог, ул. Депутатская, 11, г. Воронеж, 394055, Российская Федерация

Гидроманипуляторы могут использоваться для решения поставленных технических задач на площадках, которые имеют уклон или устроены на структурно-неустойчивых грунтах. В этих условиях надежная и безопасная работы гидроманипуляторов может быть обеспечена применением аутригеров. Реализация процесса выравнивания опорно-поворотной платформы относительно горизонта может осуществляться при различных положениях других элементов манипулятора - стрелы, рукояти и телескопического удлинителя. При этом происходит изменение со временем нагрузок на все гидроцилиндры мобильной системы. Интенсивность динамического нагружения зависит от комплекса конструктивных и режимных параметров. Для изучения характеристик динамического нагружения системы гидроцилиндров мобильной транспортно-технологической машины предложена математическая модель. Математическая модель построена универсальным методом на основе уравнений Лагранжа II рода для механической системы с четырьмя степенями свободы. Исследование модели проведено для случая, когда со временем изменяется только угол между горизонтальной плоскостью и плоскостью поверхности опорно-поворотной платформы. Остальные элементы манипулятора не смещаются относительно платформы. Выдвижение аутригера обеспечивается работой шестеренного насоса, поэтому подача рабочей жидкости имеет циклический характер. Модель учитывает пульсации давления, которые вызывают высокочастотные колебания элементов гидроагрегатов со значительной амплитудой. Показано, что увеличение частоты вращения вала шестеренного насоса может приводить к отклонению давления в гидроцилиндре аутригера от значений, полученных в условиях равновесия при соответствующем положении элементов манипулятора, а также к возрастанию амплитуды пульсаций давления по мере выравнивания платформы.

Ключевые слова: гидравлический манипулятор, математическая модель, динамика, лесотранспортная машина, гидравлический цилиндр, давление, аутригер, шестеренный насос.

Финансирование: данное исследование не получало внешнего финансирования.

Благодарности: авторы выражают признательность доктору технических наук, профессору кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ВГЛТУ Попикову Петру Ивановичу за конструктивные советы при выполнении исследований.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Динамическое нагружение элементов гидравлической системы манипулятора лесотранспортной машины при выравнивании рамы опорно-поворотного устройства / О. Р. Дорняк, Л. В. Маркова, П. В. Танчук, С. К. Попиков // Лесотехнический журнал. – 2024. – Т. 14. – № 2 (54). – С. 168–187. – Библиогр.: с. 183–187 (28 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/10>.

Поступила 08.04.2024. *Пересмотрена* 04.05.2024. *Принята* 05.05.2024. *Опубликована онлайн* 17.06.2024.

Article

Dynamic loading of the hydraulic system elements for the timber transport machine manipulator during alignment of the frame of the pivoting device

Olga R. Dorniyak ¹✉, ordorniyak@mail.ru,  <https://orcid.org/0000-0003-3714-8167>

Lyudmila V. Markova², l_v_markova@mail.ru

Pavel V. Tanchuk¹, pavlentpv@mail.ru

Sergei K. Popikov³, popikovpetr@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

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

²*Heat and mass transfer institute of the national academy of sciences of Belarus, Brovki str., 15, Minsk, 220072, Belarus*

³*Institute for Integrated Design of Highways, Deputatskaya str., 11, Voronezh, 394055, Russian Federation*

Abstract

Hydraulic manipulators can be used to solve technical tasks on flatlands that have a slope or are arranged on structurally unstable soils. In these conditions, reliable and safe operation of hydraulic manipulators can be ensured by the use of outriggers. The implementation of the alignment process of the pivot platform relative to the horizon can be carried out with different positions of other elements of the manipulator - boom, handle and telescopic extension. At the same time, the loads on the hydraulic cylinders of the mobile system change over time. The intensity of dynamic loading depends on a set of design and operating parameters. A mathematical model is proposed to study the characteristics of dynamic loading of the hydraulic cylinder system of a mobile transport and technological bus. The mathematical model is constructed by a universal method based on Lagrange equations of the 2nd kind for a mechanical system with four degrees of freedom. The model was studied for the case when all the elements of the hydraulic manipulator are loaded, but over time only the angle between the horizontal plane and the plane of the surface of the pivot plate changes. The other elements do not shift relative to the platform. The extension of the outrigger is provided by the operation of a gear pump, therefore, the supply of working fluid is cyclic. The model takes into account pressure pulsations, which cause high-frequency oscillations of the elements of hydraulic units with a significant amplitude. It is shown that an increase in the rotation frequency of the gear pump shaft leads to a decrease in the pressure in the outrigger hydraulic cylinder from the values obtained under equilibrium conditions with the corresponding position of the manipulator elements, as well as to an increase in the amplitude of pressure pulsations as the platform is leveled.

Keywords: *hydraulic manipulator, mathematical model, dynamics, timber transport machine, hydraulic cylinder, pressure, outrigger, gear pump.*

Funding: this research received no external funding.

Acknowledgments: The authors express their gratitude to professor Popikov Peter Ivanovich for constructive advice in carrying out research.

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

For citation: Dornyak O. R., Markova L. V., Tanchuk P. V., Popikov S. K. (2024). Dynamic loading of the hydraulic system elements for the timber transport machine manipulator during alignment of the frame of the pivoting device. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry Engineering journal], Vol. 14, No. X (XX), pp. 168-187 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/10>.

Received 08.04.2024. **Revised** 04.05.2024. **Accepted** 05.05.2024. **Published online** 17.06.2024.

Введение

Гидравлические манипуляторы находят широкое применение при выполнении многих технологических операций на предприятиях лесного комплекса, а также в других отраслях промышленности – строительной, нефтяной, газовой. В сложных условиях надежность и безопасность работы мобильной машины могут обеспечить аутригеры (выносные опоры) (рис. 1). Нагруженность гидроцилиндров аутригеров зависит от многих геометрических и режимных параметров, а также свойств используемой гидромеханической системы. В процессе эксплуатации мобильной машины давление в штоковой полости гидроцилиндра должно изменяться в определенном диапазоне [1-2], поэтому практически важной является задача определения усилий на штоке гидроцилиндра аутригера и гидроцилиндров других элементов мобильной системы.

В научно-технической литературе наибольшее внимание уделено проблемам кинематики и динамики различных звеньев мобильных устройств – стрелы, рукояти, а также перемещаемого груза. При этом теоретические и экспериментальные исследования работы манипуляторов проводятся при условии стабильного положения опорно-поворотной платформы [3-4]. Важно, что также проводятся исследования, которые в рамках анализа статики и динамики учитывается деформативность элементов манипулятора [5-8]. Однако, большинство авторов не рассматривают усилия в гидроприводах подвижных конструктивных элементов, в том числе, выносных опор, выполняя расчет опорных реакций мобильной машины [4-8]. В работе [9] изучена зависимость усилия на штоках гидроцилиндров телескопических секций от расстояния между опорами. Теоретические и экспериментальные результаты исследования динамики элементов конструкции лесопогрузчиков с изменяющимся центром вращения технологического оборудования при вращении

стрелы с грузом относительно поворотного основания, а также совместное вращение корпуса базовой машины и стрелы с грузом представлены в [10-11].



Рисунок 1. Манипулятор Атлант-С 90-08 (ЛВ-185-08)

(Майкопский машиностроительный завод).

Источник: <http://maykop-mmz.com/good/22>

Figure 1. Manipulator Atlant- C 90-08 (ЛВ-185-08) (Maikop Machine-building Plant).

Source: <http://maykop-mmz.com/good/22>

Вопросы продольной и поперечной устойчивости лесных машин на основе условий предельного равновесия рассмотрены в [12-13]. В [8] для оценки вероятности опрокидывания транспортных средств, оснащенных манипуляторами, используется энергетический метод. Для каждой грани потенциального опрокидывания рассчитывается величина энергии удара, которую может выдержать транспортное средство без опрокидывания. Проведенное исследование показывают важность учета инерционных нагрузок при решении задач устойчивости мобильных машин.

Исследования [5, 14-15] доказали, что характеристики объемного насоса оказывают определяющее воздействие на зависимость от времени кинематических и динамических параметров отдельных звеньев манипуляционных систем, что позволяет

эффективно регулировать их движение. Показано, что при частотном регулировании возможна колебательная неустойчивость давления рабочей жидкости в напорной части гидросистемы, а также высокочастотные осциллирующие перемещения запорно-регулирующего элемента предохранительного клапана.

Авторы [15], указывая на негативное влияние колебательной неустойчивости кинематических и гидравлических параметров, считают, что целесообразно проведение дальнейших исследований специфических особенностей работы гидроприводов манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при частотном регулировании объемных насосов, с целью минимизации явлений кинематической и гидравлической неустойчивости.

Следует отметить, что имеются и другие технические решения, которые помимо аутригеров позволяют предотвратить потерю устойчивости и опрокидывание нагруженной мобильной машины, которая функционирует на слабых грунтах, обладающих низкой прочностью на сдвиг и сжатие.

В [16] показана эффективность использования грунтовых якорей, которые не только повышают устойчивость погрузчиков, но и осуществляют естественное заземление машины, необходимое при работе вблизи линий электропередач.

Авторами [17] предложена новая конструкция аутригеров мобильной транспортно-технологической машины. Основная выносная опора, опирающаяся на грунт, дополнена анкерным устройством. На основе численного анализа математической модели обосновано, что рабочий орган анкерного устройства необходимо вводить под углом 30...45 градусов к горизонтальной поверхности. Анкерное устройство увеличивает значение восстанавливающего момента на 10-40%.

В [18] разработана динамическая модель лесопогрузчика на базе гусеничного экскаватора в трехмерной постановке. Модель учитывает деформацию грунта под основанием четырех выносных опор, а также упругую деформацию самих аутригеров. Модель прогнозирует снижение устойчивости машины вследствие деформаций грунта и, наоборот, повышение устойчивости вследствие податливости

звеньев манипулятора. Нагруженность гидроприводов аутригеров и остальных звеньев не рассматривается. Также не рассматривается процесс выравнивания платформы – переход из наклонного положения в горизонтальное.

Авторы [19-20] сформулировали и исследовали математическую модель динамики гидроманипулятора с рукоятью сложной формы. Уравнения динамики записаны в обобщенных координатах. Учитывались 4 степени свободы, в том числе, поворот колонны. Рама манипулятора не меняет своего горизонтального положения, и работа аутригеров не рассматривалась.

В [21-22] предложен комплекс устройств, позволяющих автоматизировать трудоемкую операцию ликвидации крена платформы гидроманипулятора. Устройства автоматического выравнивания предусматривают установку системы шести датчиков, подающих сигналы в блок управления гидравлической системой машины. Четыре датчика реагируют на соприкосновение штоков гидравлических цилиндров аутригеров с опорной поверхностью. Еще два датчика подают сигналы в блок управления, если имеется отклонение опорно-поворотной платформы в продольной и поперечной плоскости относительно горизонтальной поверхности. В блоке управления на основе полученных сигналов формируются команды на изменение положением штоков гидроцилиндров аутригеров, а также гидроцилиндров стрелы и рукояти до тех пор, пока значения углов отклонения платформы в продольной и поперечной плоскости относительно горизонтальной плоскости не будут равны нулю. Важно, что команды из блока управления могут поступать одновременно на все элементы гидравлической системы мобильной транспортно-технологической машины, что обеспечивает эффективность данного технического решения и невозможно при корректировке положения платформы оператором вручную.

Выбор эффективных и безопасных режимов выравнивания платформы манипуляционной системы требует исследования динамических процессов в гидроприводах, используемых для аутригеров, а также для стрелы и рукояти с телескопической частью. В [23] проанализирована математическая модель статического нагружения гидроцилиндров.

Целью данной работы является изучение интенсивности динамического нагружения системы гидроцилиндров мобильной транспортно-технологической машины в процессе выравнивания рамы опорно-поворотного устройства при фиксированных положениях, стрелы, рукояти и телескопического удлинителя.

Материалы и методы

Исследование динамики гидравлического манипулятора проводится универсальным методом аналитической механики в 2D постановке. Расчетная схема для изучаемой механической системы (рис. 2) аналогична схеме, используемой в [23] для определения статической нагруженности силового гидропривода звеньев манипулятора лесотранспортной машины. Механическая система включает базовый автомобиль, раму опорно-поворотного устройства, поворотную колонну, стрелу, рукоять, телескопический удлинитель рукояти, аутригеры и гидроцилиндры. Все элементы механической системы считаются недеформируемыми. Груз, захваченный грейфером может совершать поступательное движение. Поворот колонны вокруг своей оси не рассматривается. Силы тяжести, показанные на расчетной схеме, учитывают, как вес конструктивного элемента манипулятора, так и вес гидроцилиндра, который обеспечивает движение этого элемента.

Вследствие деформаций грунтового основания рама лесотранспортной машины занимает наклонное положение (для определенности выбран крен вправо), как показано на рис. 2. Оператор приводит в действие гидронасос, начинается изменения положения лесотранспортной машины за счет движения правого аутригера. В общем случае принято, что в процессе перемещения платформы в горизонтальное положение, возможны независимые движения стрелы, рукояти, а также телескопическое

удлинение рукояти. Таким образом, выделенная механическая система имеет 4 степени свободы.

Уравнения движения рассматриваются относительно неподвижной системы отсчета OXYZ (рис. 2). Ось OX проходит через центры слайдеров после проседания грунта (точки O и A), OY совмещается с осью гидроцилиндра левого аутригера в начальном положении. На рис. 2 показаны также вспомогательные системы координат, оси которых параллельны неподвижным осям, а их начало совпадает с центром соответствующего шарнира. Система осей $O_1X_1Y_1Z_1$ используется для описания положения точек стрелы, $EX_2Y_2Z_2$ – для точек рукояти, телескопического удлинителя и груза.

На рис. 2 использованы следующие обозначения:

- α - угол поворота левого аутригера;
- $\tilde{\alpha}$ – угол между осью OX и горизонтом, характеризующий степень деформации грунта под правым аутригером;
- α_1 – угол между плоскостью рамы опорно-поворотного устройства и горизонтальной плоскостью;
- α_3 – угол между осью OX и линией O_2O_3 ;
- φ - угол между осью O_1X_1 и осью стрелы O_1E ;
- φ_1 – угол между текущим положением плоскости рамы опорно-поворотного устройства и осью стрелы O_1E ; $\varphi_1 = \varphi - \alpha_3$
- θ - угол между осью EX_2 и осью рукояти EM_2 ;
- θ_1 – угол осью рукояти EM_2 и осью стрелы O_1E ;
- s – величина телескопического удлинения M_2M_3

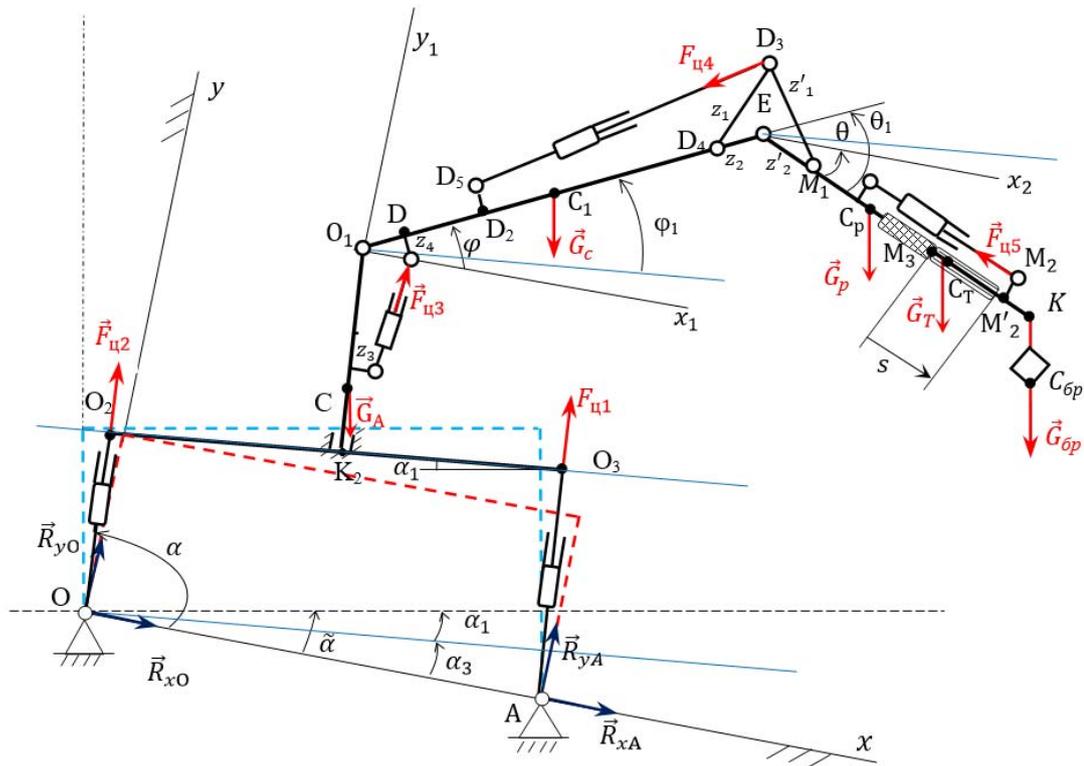


Рисунок 2. Расчетная схема. Конфигурация опорно-поворотного устройства в начальном положении - - - - -, в конечном положении - - - - -, в текущем положении - ————. Линии вида - - - - - обозначают горизонтальное, а вида - - - - - вертикальное направление. Прямые вида - - - - - параллельны раме опорно-поворотного устройства.

Источник: Собственная композиция авторов [23].

Figure 2. Calculation scheme. Configuration of the pivot frame in a critical position - - - - -, in the working position - - - - -, in an arbitrary position - ————. The lines of the view - - - - - indicate the horizontal, and the view - - - - - the vertical direction. The straight lines of the view - - - - - are parallel to the pivot frame

Source: Own Composition [23]

К механической системе приложены внешние активные силы и силы реакций связей. Активные силы представлены силами тяжести автомобиля \vec{G}_A , стрелы \vec{G}_1 , рукояти \vec{G}_p , телескопической части \vec{G}_T , ротатора, грейфера и транспортируемого груза \vec{G}_{6p} , а также силами давления со стороны штоков гидроцилиндров аутригеров $\vec{F}_{ц1}$ и $\vec{F}_{ц2}$, стрелы $\vec{F}_{ц3}$, рукояти $\vec{F}_{ц4}$ и телескопического удлинителя $F_{ц5}$.

Точки приложения сил тяжести обозначены на рис. 2 как точки C_A, C_1, C_p, C_T и C_{6p} . Считается, что силы давления, а также реакции опор $\vec{R}_{Ox}, \vec{R}_{Oy}$,

$\vec{R}_{Ax}, \vec{R}_{Ay}$ приложены к центрам соответствующих шарниров.

Уравнения движения механической системы записаны в форме уравнений Лагранжа II рода [24]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= Q_\alpha; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} &= Q_\theta; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial T}{\partial s} &= Q_s. \end{aligned}$$

Здесь T – кинетическая энергия манипуляционной системы, Q_i ($i=\alpha, \varphi, \theta, s$) – обобщенные силы,

соответствующие обобщенным координатам: α (угол поворота рамы опорно-поворотного устройства), φ (угол поворота стрелы), θ (угол поворота рукоятки), s (удлинение телескопической части). Выражения обобщенных сил через обобщенные координаты использованы в [23] для решения задачи о

статическом нагружении элементов гидравлической системы манипулятора.

Система обыкновенных дифференциальных уравнений 2-го порядка для описания динамики манипуляционной системы с аутригерами при совместном движении всех звеньев имеет вид:

$$A_1 \ddot{\alpha} + A_{21} \ddot{\varphi} Z_2(\alpha, \varphi) + A_{31} \ddot{\theta} Z_3(\alpha, \theta) + A_{21} \dot{\varphi}^2 W_2(\alpha, \varphi) + A_{31} \dot{\theta}^2 W_3(\alpha, \theta) + A_{41} \dot{\theta} \dot{s} Z_3(\alpha, \theta) = Q_\alpha; \quad (1)$$

$$Q_\alpha = -\cos \alpha_1 (x_C G_A + x_{C_1} G_C + x_{C_P} G_P + x_{C_T} G_T + x_{6P} G_{6P}) -$$

$$-\sin \alpha_1 (y_C G_A + y_{C_1} G_C + y_{C_P} G_P + y_{C_T} G_T + y_{6P} G_{6P}) + F_{ц1} L \sin \alpha + F_{ц3} [x_D \sin \omega - y_D \cos \omega] +$$

$$F_{ц4} [x_{D_3} \sin \beta_5 - y_{D_3} \cos \beta_5] + F_{ц5} [x_{M_2} \sin \omega - y_{M_2} \cos \omega];$$

$$A_2 \ddot{\varphi} + A_{21} (\ddot{\alpha} Z_2(\alpha, \varphi) + \dot{\alpha}^2 Z_4(\alpha, \varphi)) + A_{33} [\ddot{\theta} \cos(\varphi - \theta) - \dot{\theta}^2 \sin(\varphi - \theta)] + A_{42} \dot{\theta} \dot{s} \cos(\varphi - \theta) = Q_\varphi; \quad (2)$$

$$Q_\varphi = -\cos \alpha_1 (x_{1C_1} G_C + x_{1C_P} G_P + x_{1C_T} G_T + x_{16P} G_{6P}) - \sin \alpha_1 (y_{1C_1} G_C + y_{1C_P} G_P + y_{1C_T} G_T + y_{16P} G_{6P}) +$$

$$F_{ц3} [x_{1D} \sin \omega - y_{1D} \cos \omega] + F_{ц4} [x_{1D_3} \sin \beta_5 - y_{1D_3} \cos \beta_5] + F_{ц5} [x_{1M_2} \sin(\pi + \theta) - y_{1M_2} \cos(\pi + \theta)];$$

$$A_3 \ddot{\theta} + A_{31} (\ddot{\alpha} Z_3(\alpha, \theta) + \dot{\alpha}^2 Z_5(\alpha, \theta)) + A_{33} [\ddot{\varphi} \cos(\theta - \varphi) + \dot{\varphi}^2 \sin(\theta - \varphi)] + 2A_{43} \dot{\theta} \dot{s} +$$

$$+ A_{42} \dot{\varphi} \dot{s} \cos(\varphi - \theta) + A_{41} \dot{\alpha} \dot{s} Z_3(\alpha, \theta) = Q_\theta; \quad (3)$$

$$Q_\theta = -\cos \alpha_1 (x_{2C_P} G_P + x_{2C_T} G_T + x_{26P} G_{6P}) - \sin \alpha_1 (y_{2C_P} G_P + y_{2C_T} G_T + y_{26P} G_{6P}) + F_{ц4} [x_{2D_3} \sin \beta_5 -$$

$$y_{2D_3} \cos \beta_5] + F_{ц5} [x_{2M_2} \sin(\pi + \theta) - y_{2M_2} \cos(\pi + \theta)];$$

$$- [A_{43} \dot{\theta}^2 \dot{s} + A_{41} \dot{\theta} \dot{\alpha} Z_3(\alpha, \theta) + A_{42} \dot{\varphi} \dot{\theta} \cos(\varphi - \theta)] = Q_s. \quad (4)$$

$$Q_s = -(G_T + G_{6P}) \sin(\theta - \alpha_1) - F_{ц5}.$$

Функции и константы уравнений (1-4) приведены в прил. 1-2, а значения констант – в прил. 3.

Метод исследования и результаты

Система динамических уравнений (1-4) может быть использована для решения прямой и обратной задач динамики. Прямая задача состоит в определении неизвестных внешних сил $F_{ц1}, F_{ц3}, F_{ц4}, F_{ц5}$, приложенных к штокам гидроцилиндров по заданным зависимостям от времени всех обобщенных координат. Решение обратной задачи, наоборот, позволяет найти зависимости $\alpha(t), \varphi(t), \theta(t), s(t)$ по заданным силам давлениям в гидроцилиндрах.

В данной работе рассмотрен частный случай нагружения гидроцилиндров манипулятора при выравнивании опорно-поворотной платформы, когда по известному закону изменяется угол ее наклона,

$\alpha = \alpha(t)$. При этом полагается, что выравнивание платформы происходит при фиксированных относительно платформы положениях стрелы, рукоятки, телескопического удлинителя и груза: $\varphi_1 = \text{const}$, $\theta_1 = \text{const}$, $s = \text{const}$. При этом угловые скорости и угловые ускорения стрелы и рукоятки равны $\dot{\theta} = \dot{\varphi} = \dot{\alpha}$; $\ddot{\theta} = \ddot{\varphi} = \ddot{\alpha}$. Кроме того, $\dot{s} = 0$, $\ddot{s} = 0$.

Принято, что движение опорно-поворотной платформы обеспечивается работой шестеренного насоса. Известно, что подача насосов такого типа неравномерна, она имеет циклический характер [25]. При составлении динамических моделей гидропривода следует учитывать это явление, т.к. при определенных условиях пульсации давления шестеренного насоса могут вызывать высокоамплитудные колебания элементов гидроагрегатов [26].

В [27] обоснована математическая модель гидромеханической системы современной мобильной машины, которая позволяет определять перемещения выходного звена исполнительного гидродвигателя. Численный анализ математической модели [27] позволяет прогнозировать напорно-расходные характеристики системы в переходных режимах, в том числе при знакопеременной нагрузке, а также выявить влияние на работу рассматриваемой гидромеханической системы различных конструктивных и функциональных параметров, свойств рабочей жидкости.

В данной работе рассмотрен предельный вариант математической модели гидромеханической системы мобильной машины [27]. Скорость штока гидроцилиндра аутригера определяется, в частности, без учета утечки рабочей жидкости и податливости элементов гидропривода:

$$Q = \frac{\pi d_{ц1}^2}{4} v_{O_3},$$

где Q – скорость штока аутригера, м/с; $d_{ц1}$ – диаметр поршня гидроцилиндра аутригера, м; v_{O_3} – производительность насоса м³/с.

Учитывая, что $v_{O_3} = \dot{\alpha} \sqrt{|OO_2|^2 + |O_2O_3|^2}$, получаем зависимость угловой скорости опорно-поворотной платформы от объемного расхода насоса в виде

$$\dot{\alpha} = \frac{Q(t)}{\frac{\pi d_{ц1}^2}{4} \sqrt{|OO_2|^2 + |O_2O_3|^2}}$$

Цикл подачи жидкости шестеренным насосом повторяется при повороте шестерни на угол, соответствующий одному шагу. За один оборот вала насоса число колебаний соответствует числу зубьев ведущей шестерни. Зависимость текущего расхода от времени зависит от ряда режимных и конструктивных факторов. При этом, согласно [25], коэффициент неравномерности потока

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}} = \frac{\Delta Q}{Q_{cp}}; Q_{cp} = \frac{Q_{max} + Q_{min}}{2}.$$

Для шестеренного насоса с числом зубьев z коэффициент неравномерности равен $\delta = 2/(z + 1)$ [25]. В расчетах число зубьев $z=8$, следовательно, коэффициент неравномерности $\delta=0.22$.

Амплитуда пульсаций расхода рабочей жидкости относительно среднего значения составляет $\Delta Q = \delta \cdot Q_{cp}$. В качестве среднего значения выбрано значение действительного расхода при данной частоте вращения вала, которое определяется по техническим характеристикам насоса:

$$Q_{cp} = \eta_n q_n n_n,$$

где η_n – объемный к.п.д. насоса; q_n – рабочий объем насоса, см³/об; n_n – частота вращения ведущей шестерни, об/мин.

Период пульсаций расхода определяется частотой вращения ведущей шестерни и числом зубьев. Круговая частота этих пульсаций $\omega_n = 2\pi n_n z / 60$. В расчетах полагаем, что $Q_n(t) = Q_1 + Q_2 |\sin(\omega_n t)|$; $Q_1 = Q_{min}$; $Q_2 = \Delta Q$. Характеристики насосов, используемые в расчетах, выбраны, следуя [28] (табл. 1). Значение $\eta_n=0.95$.

Таблица 1

Технические данные шестеренных насосов НШ

Table 2

Technical data of gear pumps NSh

Наименование параметра Name of the parameter	НШ-34 NSh-34	НШ-71 NSh-71	НШ-100 NSh-100
Номинальный рабочий объем, см ³ /об Nominal working volume, cm ³ /rev	34.05	71.01	99.98
Частота вращения, об/мин Rotation speed, rpm	Номинальная Nominal	1500	
	Минимальная Minimum	350	
	Максимальная Maximum	3000	1800
Номинальный расход, л/мин Nominal flow rate, l/min	47.5	99.9	139.5
Максимальный расход, л/мин Maximum flow rate, l/min	100.6	153.9	177.3
Давление на выпуске максимальное, МПа Maximum outlet pressure, MPa	31	25	20

Источник: Шестеренный насос – высокопроизводительный. URL: https://ah-rf.ru/images/companies/5/blog/argohytos%20russian/nasosu/%D0%9D%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B%20GP1_RU.pdf?1500562700958.

Source: The gear pump is high-performance. URL: https://ah-rf.ru/images/companies/5/blog/argohytos%20russian/nasosu/%D0%9D%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B%20GP1_RU.pdf?1500562700958.

Рис. 3 иллюстрирует модельные зависимости подачи для шестеренного насоса НШ-71 для различных частот вращения вала. Кривые на рис. 3, а показывают, что среднее значение объемного расхода, а, следовательно, и амплитуда пульсаций, им определяемая, возрастают с увеличением частоты вращения вала насоса. Рис. 3, б показывает вклад в интенсивность пульсаций расхода другого параметра насоса - рабочего объема. Чем больше значение q_n ,

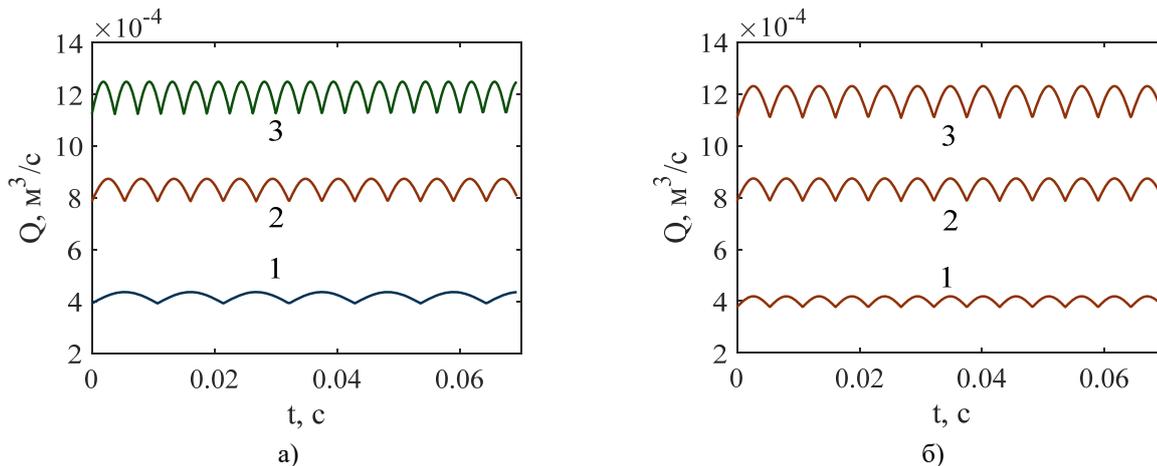


Рисунок 3. Зависимость изменения со временем подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр аутригера $Q, \text{ м}^3/\text{с}$
 а) для шестеренного насоса НШ-71 при $n_n=350 \text{ об/мин}$ - 1, 700 – 2, 1000– 3;
 б) для шестеренных насосов НШ-34 - 1, НШ-71 – 2, НШ-100– 3 при $n_n=700 \text{ об/мин}$.

Источник: собственные вычисления авторов

Figure 3. Dependence of the change over time of the working fluid supply to the hydraulic cylinder of the outrigger $Q, \text{ m}^3/\text{s}$

- a) for the gear pump NSh-71 at $n_n=350 \text{ rpm}$ - 1, 700 – 2, 1000– 3;
- b) for gear pumps NSh-34 - 1, NSh-71 – 2, NSh-100– 3 at $n_n = 700 \text{ rpm}$.

Source: own calculations

Расчет значений давлений на штоках гидроцилиндров проведен применительно к возможному аналогу гидроманипулятора АТЛАНТ-С 90 (ЛВ 185-14), выпускаемому Майкопским машиностроительным заводом. Все вычисления проведены с помощью, программы для ЭВМ, разработанной на языке MATLAB. Геометрические и массовые характеристики модельного манипулятора представлены в прил. 3.

Давление жидкости в гидроцилиндрах вычисляется по формуле $p_{ци} = F_{ци}/(\pi d_{ци}^2)$, $i=1,3,4,5$. Значения диаметров внутренних цилиндров приняты следующими: $d_{ц1}=80 \text{ мм}$, $d_{ц3}=140 \text{ мм}$, $d_{ц5}=140 \text{ мм}$,

тем выше средний расход, а значит больше амплитуда пульсаций подачи рабочей жидкости при одинаковой частоте. Поскольку период колебаний расхода для выбранных устройств порядка 10^{-2} с , то далее на рис. 4 и 5 для расчетных зависимостей давления в гидроцилиндрах, рассмотренных в более крупном временном масштабе порядка 10 с, на пульсирующий характер переменных указывают графики в виде ленты. Толщина ленты соответствует полной амплитуде колебаний.

$d_{ц3}=63 \text{ мм}$. Отрицательные значения давления указывают на противоположное направление соответствующего усилия на штоке по отношению к тому, которое показано на рис. 2.

Начальный угол отклонения опорно-поворотной платформы от горизонтали составлял $\alpha_1=15^\circ$. Угол поворота стрелы относительно платформы φ_1 варьировался в диапазоне от -23° до $+80^\circ$ градусов. Угол поворота рукояти относительно оси стрелы θ_1 изменялся от 0° до -90° (положительное изменение углов выбрано против часовой стрелки).

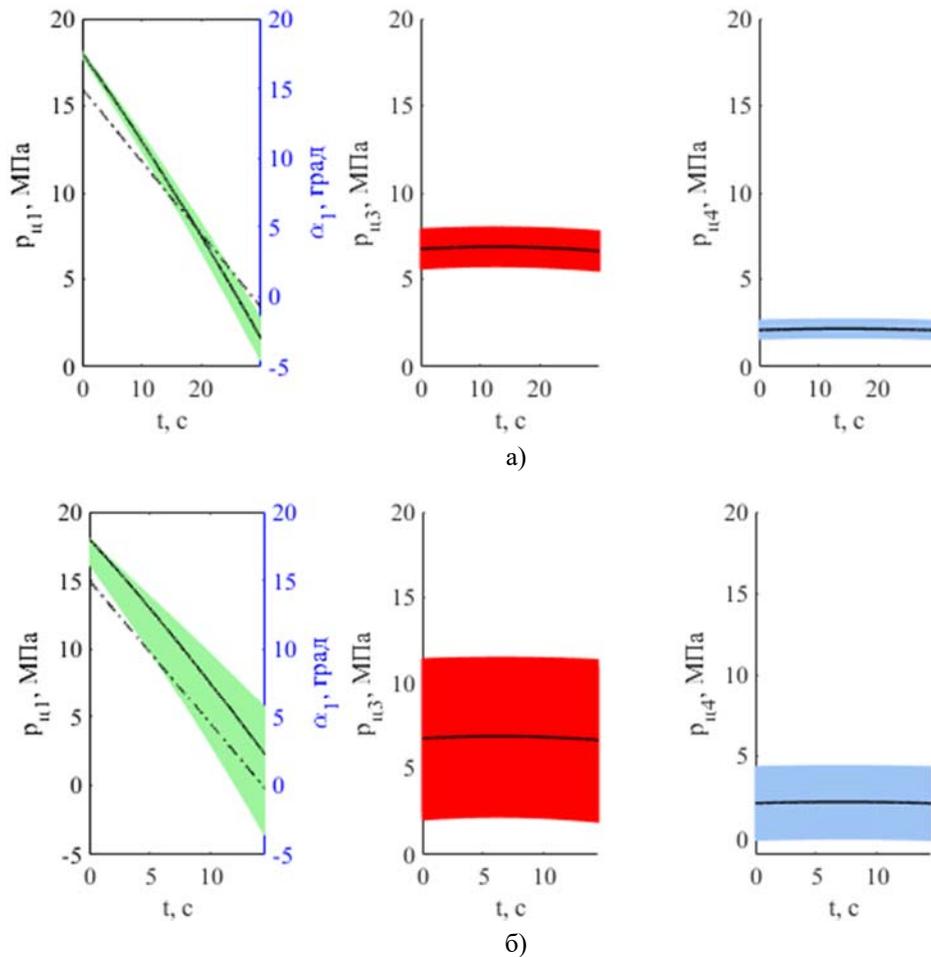


Рисунок 4. Изменение со временем значений давления в гидроцилиндрах $p_{ц1}, p_{ц3}, p_{ц4}$, МПа и угла поворота платформы α_1 при работе насоса НШ-34 для $n_H=350$ об/мин – (а), 700 – (б). Величины $\varphi_1=0, \theta_1=0, s=0$ (соответствует схеме 5 на рис.4б). Непрерывные кривые соответствуют статическому нагружению по [23].

Источник: собственные вычисления авторов

Figure 4. Changes over time in the pressure values in the hydraulic cylinders $p_{ц1}, p_{ц3}, p_{ц4}$, МПа and the angle of rotation of the platform α_1 during operation of the NSh-34 pump for $n_H=350$ rpm – (a), 700 - (b). Values $\varphi_1=0, \theta_1=0, s=0$.

Source: own calculations

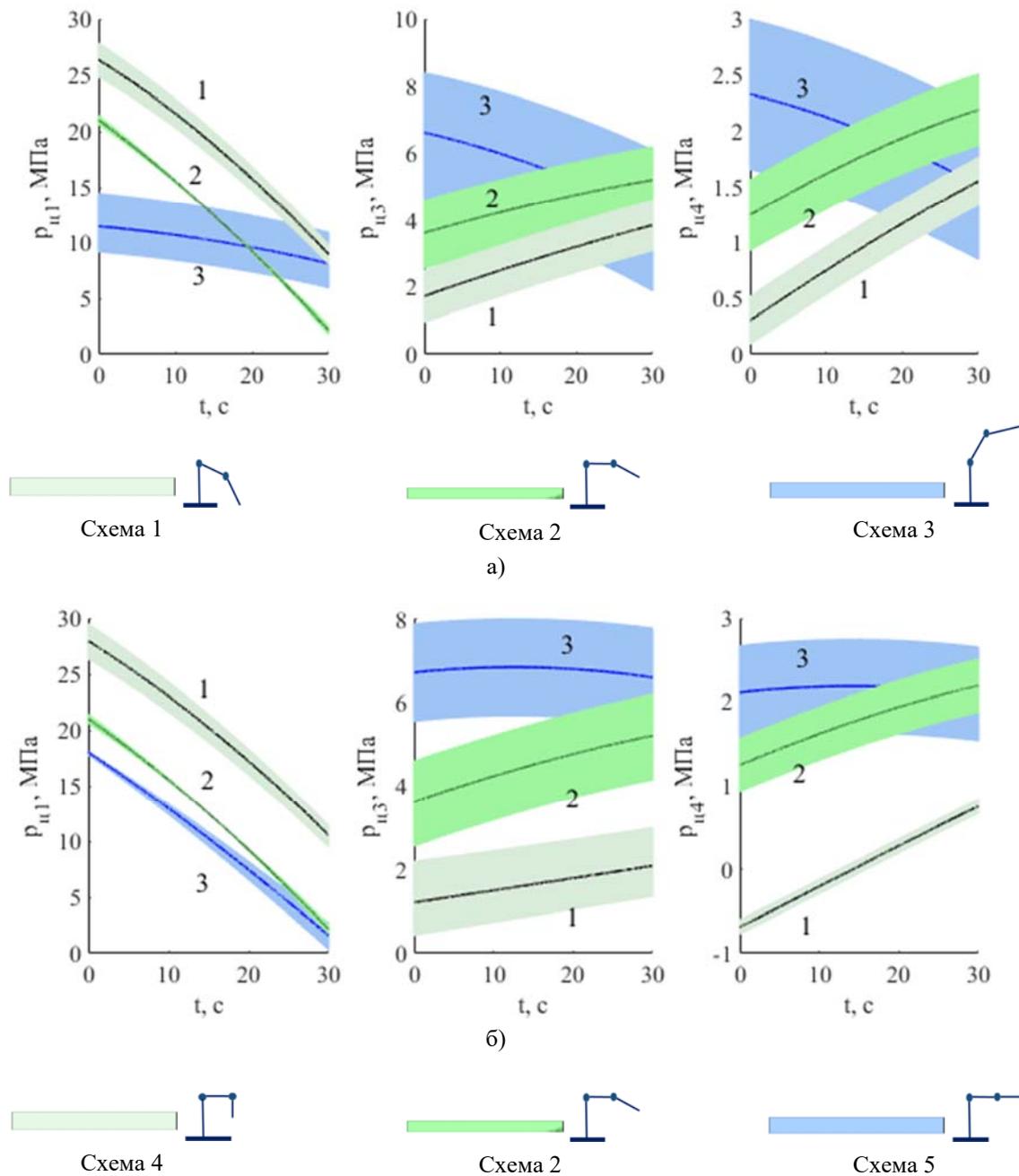


Рисунок 5. Изменение со временем значений давления в гидроцилиндрах p_{u1}, p_{u3}, p_{u4} , МПа при выравнивании опорно-поворотной платформы с фиксированным положением стрелы, рукояти и груза (насос НШ-34 с частотой вращения вала $n_H=350$ об/мин), $s=0$: а) $\theta_1=-45^\circ$ и $\varphi_1=-23^\circ - 1, 0^\circ - 2, 81^\circ - 3$; б) $\varphi_1=0^\circ$ и $\theta_1=-90^\circ - 1, -45^\circ - 2, 0^\circ - 3$.

Источник: собственные вычисления авторов

Figure 5. The change over time in the pressure values in the hydraulic cylinders p_{u1}, p_{u3}, p_{u4} , МПа when aligning the pivot platform with a fixed position of the boom, handle and load (pump NSh-34 with a shaft rotation speed $n_H=350$ rpm), $s=0$: а) $\theta_1=-45^\circ$ and $\varphi_1=-23^\circ - 1, 0^\circ - 2, 81^\circ - 3$; б) $\varphi_1=0^\circ$ and $\theta_1=-90^\circ - 1, -45^\circ - 2, 0^\circ - 3$.

Source: own calculations

Зависимости, представленные на рис. 4, показывают, что колебания расхода рабочей жидкости ведут к пульсациям давления на штоки всех гидроцилиндров гидравлического манипулятора. Причем максимальные колебания давления испытывает для рассматриваемой конфигурации звеньев гидроцилиндр стрелы, чье динамическое поведение связано в изучаемом случае только с выравниванием платформы - $\varphi_1 = \text{const}$. При этом колебания давления в гидроцилиндре стрелы, а также в гидроцилиндре рукояти ($\theta_1 = \text{const}$) ожидаемо происходят вокруг средних значений, отвечающих решению статической задачи в постановке [23]. В процессе выравнивания опорно-платформы при изменении угла ее наклона к горизонту среднее значение давления в гидроцилиндре аутригера снижается, как и соответствующее равновесное значение. На рис. 4 а, б зависимости равновесных значений давления показаны непрерывными линиями. Изменения угла α_1 со временем показано штрихпунктирной кривой, отнесенной к правой оси ординат.

Влияние динамических эффектов, обусловленных выравниванием опорно-поворотной платформы, приводит к тому, что давление в гидроцилиндре аутригера отклоняется от статического в сторону уменьшения. При этом амплитуда колебаний давления в гидроцилиндре аутригера возрастает, в то время как амплитуды колебаний $p_{ц3}, p_{ц4}$ остаются практически неизменными. Этот эффект усиливается с ростом частоты вращения шестеренного насоса n_n . Как видно из сравнения графиков на рис. 3, а и рис. 3, б с увеличением n_n в два раза от 350 об/мин до 700 об/мин амплитуда колебаний гидроцилиндров увеличивается примерно в 5 раз, что обусловлено, в первую очередь, ростом пульсаций подачи (рис. 3, а). Отметим, что при этом время, необходимое для осуществления выравнивания снижается в 2 раза, т.к. увеличение частоты обеспечивает большую среднюю подачу, а значит более высокие значения скорости поршня аутригера v_{O_3} и угловой скорости платформы $\dot{\alpha}$.

Рис. 5 иллюстрирует динамику изменения давления на шток гидроцилиндров манипулятора для различных фиксированных положений стрелы и

рукояти относительно платформы, которая переходит в горизонтальное положение за счет работы аутригеров. Схематичное расположение звеньев относительно платформы (после ее выравнивания) показано ниже соответствующего графика.

Поскольку частота вращения вала здесь минимальна для выбранного насоса, средние значения давления в гидроцилиндрах незначительно отличаются от соответствующих значений, рассчитанных по статической модели [23] для данной конфигурации мобильной системы.

Из графиков рис. 5 видно, что давление гидроцилиндра аутригера может достигать критических значений, когда стрела параллельна платформе или опущена (схемы 1 и 4). Соответствующие этим положениям давления в гидроцилиндрах стрелы и рукояти невелики. В этих конфигурациях в процессе выравнивания давления в гидроцилиндре аутригера снижается со временем, одновременно давления в гидроцилиндрах стрелы и рукояти возрастают. Из представленных конфигураций наименьшее давление гидроцилиндра аутригера наблюдается для схем 3 и 5. При этом в случае, соответствующем схеме 3, среднее давление в гидроцилиндре аутригера удерживается в диапазоне 7-14 МПа в течение всего процесса, а для схемы 5 давление здесь снижается от 18 до 2 МПа.

Результаты расчетов показывают, что существенная разгрузка гидроцилиндра аутригера при выравнивании опорно-поворотной платформы в большинстве случаев сопровождается увеличивающейся со временем нагрузкой гидроцилиндров стрелы и рукояти (схемы 1, 2, 4 на рис. 5, а, б).

Сравнение интенсивности пульсаций для различных схем показывает, что для гидроцилиндра аутригера пульсации давления на данной частоте относительно невелики по сравнению амплитудой колебаний статичных элементов мобильной системы – гидроцилиндров стрелы и рукояти, за исключением схемы 4, где для давления гидроцилиндра рукояти $p_{ц4}$ наблюдается противоположная тенденция (при невысоком значении амплитуды).

Заключение

В работе представлена математическая модель динамики гидроманипулятора лесотранспортной машины при выравнивании опорно-поворотной

платформы с использованием аутригеров. Расчет давления рабочей жидкости на штоках гидроцилиндров аутригера, стрелы и рукоятки позволяют оценить их средние значения, а также амплитуду пульсаций в зависимости от характеристик подачи шестеренного насоса. Моделирование поведения давления в гидроцилиндрах манипуляционной системы проведено для процесса поворота рамы опорно-поворотного устройства при фиксированных положениях остальных звеньев. Показано, что увеличение частоты вращения вала шестеренного насоса приводит к отклонению давления в гидроцилиндре аутри-

гера от значений, полученных в условиях равновесия при соответствующем положении элементов манипулятора и возрастанию здесь амплитуды пульсаций давления по мере выравнивания платформы. Сделаны выводы о влиянии взаимного расположения стрелы, рукоятки и рамы на динамику давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах манипулятора. Математическая модель может быть использована для анализа динамики гидроманипулятора лесотранспортной машины при совместном движении всех его элементов.

Приложение 1. Выражения для зависимых переменных в уравнениях (1-4).

Обозначения отрезков соответствуют рис. 2.

$$\begin{aligned} Z_2(\alpha, \varphi) &= -\sin \varphi \zeta_x(\alpha) + \cos \varphi \zeta_y(\alpha); \\ Z_3(\alpha, \theta) &= -\sin \theta \zeta_x(\alpha) + \cos \theta \zeta_y(\alpha); \\ W_2(\alpha, \varphi) &= -[\cos \varphi \zeta_x(\alpha) + \sin \varphi \zeta_y(\alpha)]; \\ W_3(\alpha, \theta) &= -[\cos \theta \zeta_x(\alpha) + \sin \theta \zeta_y(\alpha)]; \\ Z_4(\alpha, \varphi) &= -\cos \varphi \zeta_x(\alpha) + \sin \varphi \zeta_y(\alpha); \\ Z_5(\alpha, \theta) &= -\cos \theta \zeta_x(\alpha) + \sin \theta \zeta_y(\alpha); \\ \zeta_x(\alpha) &= -(|OO_2| \sin \alpha - |O_2K_2| \cos \alpha + |O_1K_2| \sin \alpha); \\ \zeta_y(\alpha) &= |OO_2| \cos \alpha + |O_2K_2| \sin \alpha + |O_1K_2| \cos \alpha; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_1 &= m_A p_A^2 + (m_{CT} + m_p + m_T + m_{6p}) p_1^2 + I_{zC}^{(A)}; \\ p_A^2 &= |OO_2|^2 + |O_2K_2|^2 + |CK_2|^2 + 2|OO_2||CK_2|; \\ |EC_T| &= |EM_3| + s - T/2; \\ A_2 &= |O_1C_1|^2 m_{CT} + |O_1E|^2 (m_p + m_T + m_{6p}) + I_{zC_1}^{(CT)}; \\ A_{21} &= |O_1C_1| m_{CT} + |O_1E| (m_p + m_T + m_{6p}); \\ A_{31} &= m_p |EC_p| + m_T |EC_T| + m_{6p} |EK|; \\ A_3 &= m_p |EC_p|^2 + m_T |EC_T|^2 + m_{6p} |EK|^2 + I_{zC_p}^{(p)} + I_{zC_T}^{(T)}; \\ A_{33} &= |O_1E| A_{31}; \\ A_{41} &= m_T + m_{6p}; \\ A_{42} &= |O_1E| A_{41}; \\ A_{43} &= m_T |EC_T| + m_{6p} |EK|; \end{aligned}$$

Приложение 2. Координаты точек приложения сил и выражения для определения зависимых геометрических параметров в уравнениях (1-4) по [23].

$x_C = OO_2 \cos \alpha + O_2K_2 \cos \alpha_3 + C_AK_2 \cos \alpha;$ $y_C = OO_2 \sin \alpha + O_2K_2 \sin \alpha_3 + C_AK_2 \sin \alpha;$ $x_{O_1} = OO_2 \cos \alpha + O_2K_2 \cos \alpha_3 + O_1K_2 \cos \alpha;$ $y_{O_1} = OO_2 \sin \alpha + O_2K_2 \sin \alpha_3 + O_1K_2 \sin \alpha;$ $x_{C_1} = x_{O_1} + x_{1C_1}; y_{C_1} = y_{O_1} + y_{1C_1};$ $x_{C_P} = x_{O_1} + x_{1C_P}; y_{C_P} = y_{O_1} + y_{1C_P};$ $x_{C_T} = x_{O_1} + x_{1C_T}; y_{C_T} = y_{O_1} + y_{1C_T};$ $x_{C_{6P}} = x_{O_1} + x_{1C_{6P}}; y_{C_{6P}} = y_{O_1} + y_{1C_{6P}};$ $x_D = x_{O_1} + x_{1D}; y_D = y_{O_1} + y_{1D};$ $x_{D_3} = x_{O_1} + x_{1D_3}; y_{D_3} = y_{O_1} + y_{1D_3};$ $x_{M_2} = x_{O_1} + x_{1M_2}; y_{M_2} = y_{O_1} + y_{1M_2};$	$x_{1C_1} = O_1C_1 \cos \varphi; y_{1C_1} = O_1C_1 \sin \varphi;$ $x_{1C_P} = x_{2C_P} + O_1E \cos \varphi; y_{1C_P} = y_{2C_P} + O_1E \sin \varphi;$ $x_{1C_T} = x_{2C_T} + O_1E \cos \varphi; y_{1C_T} = y_{2C_T} + O_1E \sin \varphi;$ $x_{1C_{6P}} = x_{2C_{6P}} + O_1E \cos \varphi;$ $y_{1C_{6P}} = y_{2C_{6P}} + O_1E \sin \varphi;$ $x_{1D} = O_1D \cos \varphi; y_{1D} = O_1D \sin \varphi;$ $x_{1D_3} = O_1D_4 \cos \varphi + D_4D_3 \cos \beta_2;$ $y_{1D_3} = O_1D_4 \sin \varphi + D_4D_3 \sin \beta_2;$ $x_{1M_2} = x_{2M_2} + O_1E \cos \varphi;$ $y_{1M_2} = y_{2M_2} + O_1E \sin \varphi;$
$x_{2C_P} = EC_P \cos \theta; y_{2C_P} = EC_P \sin \theta;$ $x_{2C_T} = EC_T \cos \theta; y_{2C_T} = EC_T \sin \theta$ $ EC_T = EM_3 + s - T/2;$ $x_{2C_{6P}} = EK \cos \theta + KC_{6P} \cos \left(\frac{3\pi}{2} + \alpha_1\right);$ $y_{2C_{6P}} = EK \sin \theta + KC_{6P} \sin \left(\frac{3\pi}{2} + \alpha_1\right);$	$ EK = EM_3 + s + M'_2K ;$ $x_{2M_2} = EM'_2 \cos \theta + M'_2M_2 \cos \left(\theta + \frac{\pi}{2}\right);$ $y_{2M_2} = EM'_2 \sin \theta + M'_2M_2 \sin \left(\theta + \frac{\pi}{2}\right);$ $ EM'_2 = EM_3 + s;$ $x_{2D_3} = ED_3 \cos(\theta + \gamma_6); y_{2D_3} = ED_3 \sin(\theta + \gamma_6);$
$\alpha_1 = \pi/2 + \tilde{\alpha} - \alpha; \alpha_3 = \tilde{\alpha} - \alpha_1;$ $\gamma_1 = \pi - \varphi + \theta; \theta < 0;$ $\gamma_6 = 2\pi - (\gamma_1 + \gamma_5);$ $\gamma_5 = \arcsin[z_1 \sin \beta_2 / ED_3];$ $ ED_3 = [z_1^2 + z_2^2 - 2z_1z_2 \cos \beta_2]^{1/2};$ $\gamma_4 = \arcsin(z'_2 \sin \gamma_1 / y_5);$ $\gamma_3 = \arcsin(z'_1 \sin \gamma_2 / y_5);$ $\gamma_2 = \arccos[(y_2 - y_1 - y_4 \cos \gamma_1) / (-y_3)];$ $y_1 = z_1^2 + z_1'^2; y_2 = z_2^2 + z_2'^2;$ $y_3 = 2z_1z_1'; y_4 = 2z_2z_2';$ $y_5 = [z_2^2 + z_2'^2 - 2z_2z_2' \cos \gamma_1]^{1/2}$ $\beta_5 = 2\pi - \beta_3 - \beta_4; \beta_4 = \pi - \varphi - \beta_2;$ $\beta_3 = \arcsin[D_5D_4 / D_5D_3 \sin(\pi - \beta_1 - \beta_2)];$ $\beta_2 = \gamma_3 - \gamma_4;$ $\beta_1 = \arcsin[D_2D_5 / (D_2D_5 ^2 + D_2D_4 ^2)^{1/2}];$	$ D_5D_3 = [D_5D_4 ^2 + z_1^2 - 2 D_5D_4 z_1 \cos(\pi - \beta_1 - \beta_2)]^{1/2};$ $ D_5D_4 = [D_2D_5 ^2 + D_2D_4 ^2]^{1/2};$ $\omega = \pi/2 - (\delta - \alpha_3) + \varphi;$ $\delta = \pi/2 - \nu_5;$ $\nu_5 = \pi - \nu_4 - \nu_6;$ $\nu_6 = \arcsin(O_1I_1 / I_1I_2 \sin \nu_3);$ $ I_1I_2 = [O_1I_1 ^2 + O_1I_2 ^2 - 2 O_1I_1 O_1I_2 \cos \nu_3]^{1/2};$ $\nu_4 = \arcsin(O_1C / O_1I_2);$ $ O_1I_1 = (z_4^2 + O_1D ^2)^{1/2};$ $ O_1I_2 = (z_3^2 + O_1C ^2)^{1/2};$ $\nu_3 = \pi/2 + \varphi - \alpha_3 - \nu_1 - \nu_2;$ $\nu_2 = \arctg(z_3 / O_1C);$ $\nu_1 = \arctg(z_4 / O_1D);$

Приложение 3. Массовые и геометрические характеристики системы

Массовые характеристики

Обозначение	Элемент	
<i>Масса, кг</i>		
m_K	рама, поворотная колонна гидроманипулятора, гидроцилиндр и механизм привода стрелы	1070
$m_{бр}$	бревно с грейфером и ротатором	575
m_C	стрела с гидроцилиндром и механизмом привода рукояти	325
m_P	рукоять без телескопического удлинителя с гидроцилиндром привода телескопического удлинителя	225
m_T	телескопический удлинитель	150
$m_{авт}$	автомобиль	21000
<i>Момент инерции элемента относительно его центра тяжести, кг·м²</i>		
$I_{z_C}^{(A)}$	автомобиль вместе с рамой, поворотной колонны гидроманипулятора, гидроцилиндром и механизмом привода стрелы	33914
$I_{z_{C_1}}^{(ст)}$	стрела с гидроцилиндром и механизмом привода рукояти	500
$I_{z_{C_P}}^{(P)}$	рукоять без телескопического удлинителя с гидроцилиндром привода телескопического удлинителя	100
$I_{z_{C_T}}^{(T)}$	телескопического удлинителя	12.5

Геометрические характеристики. Обозначения отрезков соответствуют рис. 2

Обозначение	Примечание	Значение, мм
<i>Зона стрелы манипулятора</i>		
O_1E	Длина стрелы	4300
O_1C_1	C_1 - центр тяжести стрелы с гидроцилиндром и механизмом привода рукояти	2100
O_1D_2		2455
O_1D		660
D_2D_4		1370
D_2D_5		300
z_1, z'_1	Элементы привода рукояти	546, 800
z_2, z'_2	Элементы привода рукояти	475, 305
z_3, z_4	Элементы привода стрелы	320, 200
<i>Зона рукояти и телескопической части манипулятора</i>		
EM_3	Длина рукояти	2300
T	Длина телескопического удлинителя (максимальная)	1000
$M_2'K$		200
$M_2'M_2$		0
EC_P	C_P - центр тяжести рукояти без телескопического удлинителя с гидроцилиндром привода телескопического удлинителя	1000
$KC_{бр}$		1000
<i>Автомобиль и колонна манипулятора</i>		
$OA=L$	Расстояние между аутригерами. $OA = O_2O_3$. $O_2K_2 = K_2O_3$.	3800
OO_2	Высота левого аутригера, установленного в рабочее положение	1500
O_1K_2	Высота колонны	1915
O_1C	C – центр тяжести автомобиля вместе с опорно-поворотным устройством и колонной	1220

Список литературы

1. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование: монография / З. К. Емтыль, И. М. Бартенев, М. В. Драпалюк, П. И. Попиков, А. П. Татаренко, Л. Д. Бухтояров; под ред. д-ра техн. наук, проф. И. М. Бартенева. – М. : ФЛИНТА : Наука, 2011.- 408 с. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=20403683>.
2. Jeng S., Yang C., Chieng W. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization // *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2010. V. 38. P. 145–170. DOI: 10.1080/15397730903482702.
3. Попиков, П. И. Экспериментальные исследования динамики гидропривода механизма подъема лесного манипулятора // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. – 2012. – № 75. – С. 407-418. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17305469>
4. Математическое моделирование процессов в системе гидропривода лесных манипуляторов / П. И. Попиков, П. И. Титов, А. А. Сидоров [и др.] // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. – 2011. – № 69. – С. 96-106. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=16391482>
5. Лагерев, И. А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография / И. А. Лагерев. – Брянск : РИО БГУ, 2016. – 371 с. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29647139>.
6. Urbaś A. Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes // *Applied Mathematical Modelling*. 2017. V. 46. P. 750–762. DOI: 10.1016/j.apm.2016.08.006.
7. Feau C., Politopoulos I., Kamaris G. S., Mathey C., Chaudat T., Nahas G. Experimental and numerical investigation of the earthquake response of crane bridges. *Engineering Structures* 2015. V. 84. P. 89–101. DOI: 10.1016/j.engstruct.2014.
8. Alhaddad W., Halabi Y., Xu H., Lei H. Outrigger and Belt-Truss System Design for High-Rise Buildings: A Comprehensive Review Part II – Guideline for Optimum Topology and Size Design. *Advances in Civil Engineering*, 2020, 1–30. DOI: 10.1155/2020/2589735.
9. Колесников П. Г., Моисеев Г. Д. Моделирование режимов работы телескопического гидроманипулятора // *Актуальные проблемы лесного комплекса*. – 2017. – № 50. – С. 14-17. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=30763326>.
10. Полетайкин В. Ф., Гуськов С. Ю. Лесопогрузчики перекидного типа с изменяющимся центром вращения технологического оборудования. *Динамика элементов конструкции: монография*. – Красноярск: СибГТУ, 2013. – 156 с.
11. Авдеева Е. В., Полетайкин В. Ф. Исследование нагрузок на гидроцилиндры манипулятора // *Хвойные бореальной зоны*. 2020. Т. 38. № 5-6. С. 305-309. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44597525>.
12. Колесников П. Г., Моисеев Г. Д. Расчет устойчивости лесной машины // *Актуальные проблемы лесного комплекса*. 2017. № 50. С. 11-13. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=30763325>.
13. Колесников П. Г., Моисеев Г. Д. Обоснование параметров устойчивости форвардеров-сортиментовозов // *Новые материалы и технологии в машиностроении*. – 2016. – № 24. – С. 83-86. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27320575>.
14. Лагерев А. В., Лагерев И. А. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. – 2018. - № 4. – С. 355-379. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379.
15. Лагерев А. В., Лагерев И. А. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. – 2019. - № 2. – С. 187-209. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209.

16. Бычков, И. С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями // Научный рецензируемый журнал "Вестник СибАДИ". 2017. Т. 3(55). С. 7-11. DOI: [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3\(55\)-7-11](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3(55)-7-11).
17. Лагерев И. А., Лагерев А. В. Повышение безопасности эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин с манипуляционными системами при работе с аутригерами // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017; 3: 296-302. – DOI 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302.
18. Qian J., Bao L., Yuan R., Yang X. Modeling and Analysis of Outrigger Reaction Forces of Hydraulic Mobile Crane // International Journal of Engineering Transactions. B: Applications. 2017. V. 30, № 8. P. 1246-1252. DOI: 10.5829/ije.2017.30.08b.18.
19. Дахиев Ф. Ф., Раевская Л. Т. Расчет обобщенных сил лесного манипулятора с четырьмя степенями свободы. Современные проблемы науки и образования. 2015; 1-1: 75. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=25323100>.
20. Добрачев А. А., Раевская Л. Т., Швец А. В. Кинематические схемы, структуры и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин: монография. – Екатеринбург, 2014. – 128 с. – ISBN 978-5-94984-450-2. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=22460987>.
21. Попиков П. И., Танчук П. В. Повышение эффективности погрузочно-разгрузочных работ гидроманипуляторов лесотранспортных машин с выравнителями опорных платформ // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 30. № 4. С. 95-100. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41586856>.
22. Патент № 2762905 С1 Российская Федерация, МПК В66С 23/80, В66С 13/18, А01G 23/00. Гидросистема механизма выравнивания опорно-поворотного устройства гидроманипулятора лесотранспортной машины : № 2021116628 : заявл. 07.06.2021 : опубл. 23.12.2021 / П. И. Попиков, П. В. Танчук, В. П. Попиков, Р. В. Юдин ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова". URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2762905C1_20211223.
23. Статическое нагружение силового гидропривода звеньев манипулятора лесотранспортной машины в критическом режиме / О. Р. Дорняк, Л. В. Маркова, С. К. Попиков, П. В. Танчук // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13. – № 2 (50). – С. 87–104. – Библиогр.: с. 100–104 (29 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/5>.
24. Яблонский А. А., Никифорова В. М. Курс теоретической механики: статика, кинематика, динамика: учеб. - 16-е изд., стер. - М.: КноРус, 2011. - 603 с.
25. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
26. Хавронин В. П., Несмиянов И. А. Исследование неравномерности подачи рабочей жидкости шестерёнными насосами // Современная техника и технологии. 2012. № 3. URL: <https://technology.snauka.ru/2012/03/415> (дата обращения: 12.07.2023).
27. Жаров В. П., Рыбак А. Т., Фридрих Р. А. Моделирование и экспериментальные исследования гидромеханической системы со знакопеременной нагрузкой // Вестник ДГТУ, 2006. Т.6. №1(28). С. 17-24. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23074487>.
28. Шестеренный насос – высокопроизводительный. URL: https://ah-rf.ru/images/companies/5/blog/argohytos%20russian/nasosu/%D0%9D%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B%20GP1_RU.pdf?1500562700958.

References

1. *Gidromanipulyatory i lesnoe tekhnologicheskoe oborudovanie: monografiya* [Hydraulic manipulators and forest processing equipment]. Z.K. Emtyl', I.M. Bartenev, M.V. Drapalyuk, P.I. Popikov, A.P. Tatarenko, L.D. Bukhtoyarov; pod red. d-ra tekhnicheskikh nauk, prof. I.M. Barteneva. – Moscow : FLINTA : Nauka, 2011.- 408 p. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=20403683>.

2. Jeng S., Yang C., Chieng W. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization // *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2010. V. 38. P. 145–170. DOI: 10.1080/15397730903482702.
3. Popikov, P. I. Eksperimental'nye issledovaniya dinamiki gidroprivoda mekhanizma pod"ema lesnogo manipulyatora [Experimental studies of the dynamics of the hydraulic drive of the lifting mechanism of the forest manipulator]. *Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University]. – 2012. – No 75. – pp. 407-418. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17305469>.
4. Matematicheskoe modelirovanie protsessov v sisteme gidroprivoda lesnykh manipulyatorov [Mathematical modeling of processes in the hydraulic drive system of forest manipulators]. P. I. Popikov, P. I. Titov, A. A. Sidorov [et al.]. *Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University]. – 2011. – No. 69. – pp. 96-106. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=16391482>.
5. Lagerev I. A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobil'nykh mnogotselyvykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov: monografiya* [Modeling of work processes of manipulation systems of mobile multipurpose transport and technological machines and complexes: monograph]. – Bryansk: RIO BGU, 2016. – 371 p. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29647139>.
6. Urbaś A. Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes // *Applied Mathematical Modelling*. 2017. V. 46. P. 750–762. DOI: 10.1016/j.apm.2016.08.006.
7. Feau C., Politopoulos I., Kamaris G. S., Mathey C., Chaudat T., Nahas G. Experimental and numerical investigation of the earthquake response of crane bridges. *Engineering Structures* 2015. V. 84. P. 89–101. DOI: 10.1016/j.engstruct.2014.
8. Alhaddad W., Halabi Y., Xu H., Lei H. Outrigger and Belt-Truss System Design for High-Rise Buildings: A Comprehensive Review Part II – Guideline for Optimum Topology and Size Design. *Advances in Civil Engineering*, 2020, 1–30. DOI:10.1155/2020/2589735.
9. Kolesnikov P. G., Moiseev G. D. Modelirovanie rezhimov raboty teleskopicheskogo gidromanipulyatora [Modeling of operating modes of a telescopic hydraulic manipula]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Actual problems of the forest complex]. – 2017. – No. 50. – pp. 14-17. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=30763326>.
10. Poletaykin V. F., Gus'kov S. Yu. *Lesopogruzchiki perekidnogo tipa s izmenyayushchimsya tsentrom vrashcheniya tekhnologicheskogo oborudovaniya. Dinamika elementov konstruksii: monografiya* [Swing-type loaders with a changing center of rotation of technological equipment. Dynamics of structural elements: monograph]. Krasnoyarsk: SibGTU, 2013. – 156 p. (In Russ.).
11. Avdeeva E.V., Poletaykin V.F. Issledovanie nagruzok na gidrotsilindry manipulyatora [Investigation of loads on hydraulic cylinders of the manipulator]. *Khvoynye boreal'noy zony* [Coniferous boreal zones]. 2020. V. 38. No. 5-6. pp. 305-309. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44597525>
12. Kolesnikov P. G., Moiseev G. D. Raschet ustoychivosti lesnoy mashiny [Calculation of the stability of a forest machine]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Actual problems of the forest complex]. 2017. No 50. pp. 11-13. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=30763325>
13. Kolesnikov P. G., Moiseev G. D. Obosnovanie parametrov ustoychivosti forvarderov-sortimentovozov [Substantiation of stability parameters of forwarders-sorting trucks]. *Novye materialy i tekhnologii v mashinostroenii* [New materials and technologies in mechanical engineering]. – 2016. – No. 24. – pp. 83-86. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=27320575>
14. Lagerev A. V., Lagerev I. A. Modelirovanie rabochikh protsessov v drossel'no-reguliruемом gidroprivode manipulyatsionnykh sistem mobil'nykh mashin pri razdel'nom dvizhenii zven'ev [Modeling of work processes in a throttle-controlled hydraulic drive of manipulation systems of mobile machines with separate movement of links].

Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta [Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University]. – 2018. – No 4. – pp. 355-379. (In Russ.). DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379

15. Lagerev A. V., Lagerev I. A. Modelirovanie rabochikh protsessov v chastotno-reguliruemom gidroprivode manipulyatsionnykh sistem mobil'nykh mashin pri razdel'nom dvizhenii zven'ev [Modeling of work processes in a frequency-controlled hydraulic drive of manipulation systems of mobile machines with separate movement of links].

Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta [Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University]. 2019. – No 2. – pp. 187-209. (In Russ.). DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209.

16. Bychkov I. S. Otsenka ustoychivosti gruzopod"emnogo krana, oborudovannogo gruntovymi yakoryami [Assessment of the stability of a lifting crane equipped with ground anchors]. *Nauchnyy retsenziruemyy zhurnal "Vestnik SibADI"* ["Bulletin of SibADI"]. 2017. V. 3(55). pp. 7-11. (In Russ.). DOI: [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3\(55\)-7-11](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3(55)-7-11).

17. Lagerev I. A., Lagerev A. V. Povyshenie bezopasnosti ekspluatatsii mobil'nykh transportno-tekhnologicheskikh mashin s manipulyatsionnymi sistemami pri rabote s autrigrerami [Improving the safety of operation of mobile transport and technological machines with manipulation systems when working with outriggers]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta* [Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University]. 2017. No. 3: pp. 296-302. (In Russ.). DOI 10.22281/2413-9920-2017-03-03-296-302.

18. Qian J., Bao L., Yuan R., Yang X. Modeling and Analysis of Outrigger Reaction Forces of Hydraulic Mobile Crane // *International Journal of Engineering Transactions. B: Applications*. 2017. V. 30, № 8. P. 1246-1252. DOI: 10.5829/ije.2017.30.08b.18.

19. Dakhiev F. F., Raevskaya L. T. Raschet obobshchennykh sil lesnogo manipulyatora s chetyr'mya stepenyami svobody [Calculation of generalized forces of a forest manipulator with four degrees of freedom]. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education]. 2015; 1-1: 75. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=25323100>.

20. Dobrachev A. A., Raevskaya L. T., Shvets A. V. *Kinematicheskie skhemy, struktury i raschet parametrov lesopromyshlennykh manipulyatornykh mashin: monografiya* [Kinematic schemes, structures and calculation of parameters of timber manipulator machines: monograph]. – Yekaterinburg, 2014. 128 p. – ISBN 978-5-94984-450-2. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=22460987>.

21. Popikov P. I., Tanchuk P. V. Povyshenie effektivnosti pogruzochno-razgruzochnykh robot gidromanipulyatorov lesotransportnykh mashin s vyravnivatelyami opornykh platform [Improving the efficiency of loading and unloading operations of hydraulic manipulators of forest transport machines with levellers of support platforms]. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskiy vestnik* [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. 2019. V. 30. No. 4. pp. 95-100. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41586856>.

22. Patent № 2762905 C1 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B66C 23/80, B66C 13/18, A01G 23/00. Gidrosistema mekhanizma vyravnivaniya oporno-povorotnogo ustroystva gidromanipulyatora lesotransportnoy mashiny [Hydraulic system of the alignment mechanism of the pivoting device of the hydraulic manipulator of the forest transport machine] : No. 2021116628 : application. 07.06.2021 : publ. 23.12.2021 / P. I. Popikov, P. V. Tanchuk, V. P. Popikov, R. V. Yudin; zayavitel' Federal'noe gosudarstvennoe byudzhethoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovaniya "Voronezhskiy gosudarstvennyy lesotekhnicheskiy universitet imeni G.F. Morozova". URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2762905C1_20211223.

23. Sticheskoie nagruzhenie silovogo gidroprivoda zven'ev manipulyatora lesotransportnoy mashiny v kriticheskom rezhime [Static loading of the power hydraulic drive of the links of the manipulator of a timber transport machine in critical mode] O. R. Dorniyak, L. V. Markova, S. K. Popikov, P. V. Tanchuk // *Lesotekhnicheskiy zhurnal* [Forestry Engineering journal]. – 2023. – V. 13. – No 2 (50). – pp. 87–104. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/5>.

24. Yablonskiy A. A., Nikiforova V. M. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki: statika, kinematika, dinamika: ucheb.* [Course of theoretical mechanics: statics, kinematics, dynamics: textbook]. - 16-e izd., ster. - Moscow: KnoRus, 2011. - 603 p. (In Russ.).

25. Bashta T. M. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. – Moscow : Mashinostroenie, 1982. – 423 p. (In Russ.).

26. Khavronin V. P., Nesmiyanov I. A. Issledovanie neravnomernosti podachi rabochey zhidkosti shesterennymi nasosami [Investigation of the uneven supply of working fluid by gear pumps]. *Sovremennaya tekhnika i tekhnologii* [Modern engineering and technologies]. 2012. No. 3. URL: <https://technology.snauka.ru/2012/03/415> (date of reference: 12.07.2023).

27. Zharov V.P., Rybak A.T., Fridrikh R.A. Modelirovanie i eksperimental'nye issledovaniya gidromekhanicheskoy sistemy so znakoperemennoy nagruzkoj [Modeling and experimental studies of a hydromechanical system with alternating load]. *Vestnik DGTU* [Bulletin of DSTU], 2006. V.6. No. 1(28). pp. 17-24. (In Russ.). URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=23074487>

28. Shesterennyy nasos – vysokoproizvoditel'nyy [The gear pump is high-performance]. URL: https://ahrf.ru/images/companies/5/blog/argohytos%20russian/nasosu/%D0%9D%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%8B%20GP1_RU.pdf?1500562700958.

Сведения об авторах

✉ *Дорняк Ольга Роальдовна* – доктор технических наук, зав. кафедрой электротехники, теплотехники и гидравлики, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3714-8167>; e-mail: ordornyak@mail.ru.

Маркова Людмила Васильевна – кандидат физ.-мат. наук, старший научный сотрудник лаборатории реофизики и макрокинетики Института тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, ул. П. Бровки, 15, г. Минск, 220072, Беларусь, e-mail: l_v_markova@mail.ru.

Танчук Павел Владимирович – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, e-mail: pavlentpv@mail.ru.

Попиков Сергей Константинович – Институт комплексного проектирования автомобильных дорог, ул. Депутатская, 11, г. Воронеж, 394055, Российская Федерация, <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>; e-mail: sergpopikov@mail.ru.

Information about the authors

✉ *Olga R. Dorniyak* – Dr. Sci. (Tech.), Head of the department of electrical equipment, heating engineers and hydraulics, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3714-8167>; e-mail: ordornyak@mail.ru.

Lyudmila V. Markova – Cand. Sci. (Physics and Mathematics), senior researcher of Rheophysics and Macrokinetics lab A.V. Luikov Heat and mass transfer institute of the national academy of sciences of Belarus, Brovki str., 15, Minsk, 220072, Belarus, e-mail: l_v_markova@mail.ru.

Pavel V. Tanchuk – Postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation; e-mail: pavlentpv@mail.ru.

Sergei K. Popikov – Head of the group, Institute for Integrated Design of Highways, Deputatskaya str., 11, Voronezh, 394055, Russian Federation, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>, sergpopikov@mail.ru.

✉ – Для контактов | Corresponding author