

Оригинальная статья

DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/14>

УДК 630*36-2.001.2:539.4:62-192



Оценка динамической нагруженности и надежности механизма подъема стрелы манипулятора лесотранспортной машины с пневмогидравлическим демпфирующим устройством на стадии проектирования

Ирина В. Четверикова¹✉, chivles@rambler.ru,  <https://orcid.org/0000-0001-9726-3218>

Алина В. Попикова¹, poalinka@mail.ru,  <https://orcid.org/0000-0002-9387-4254>

Роман Г. Боровиков¹, borovikov_roman@mail.ru,  <https://orcid.org/0000-0001-5872-6291>

Сергей В. Зимарин¹, teachercd058@vglta.vrn.ru,  <https://orcid.org/0000-0001-6822-624X>

Сергей К. Попиков¹, 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

Анализ исследований рабочих процессов манипуляторов технологических машин показали недостаточную надежность металлоконструкций и элементов гидропривода. Одним из способов повышения надежности лесных машин манипуляторного типа является снижение динамических нагрузок за счет применения различных демпфирующих устройств. Целью исследования является снижения динамической нагруженности и повышение надежности механизма подъема стрелы гидроманипулятора лесотранспортной машины. Авторами предлагается новый грузоподъемный механизм стрелы с пневмогидравлическим демпфирующим устройством, включающий пневмогидроаккумулятор и демпфер плунжерного типа, защищенный патентами на изобретение и полезную модель. Разработана математическая модель грузоподъемного механизма лесного манипулятора с пневмогидравлическим демпфирующим устройством, которая включает три уравнения: уравнение вращательного движения стрелы, уравнение расхода рабочей жидкости, включая расход пневмогидроаккумулятора, и уравнение движения плунжера демпфера. Решение задачи найдено при разложении функции в ряд Маклорена. По конечным формулам получены графики давления рабочей жидкости и рассчитаны коэффициенты динамичности без подключения пневмогидроаккумулятора составяют 1,65, а с подключением 1,35, т.е. снижение динамической нагруженности на 18,5%. Проведены экспериментальные исследования на лабораторном стенде с серийным лесным гидроманипулятором ЛВ-210-01 по методу полнофакторного эксперимента. В результате обработки полученных осциллограмм получены статистические характеристики давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра привода стрелы для различных вылетов стрелы и диаметров дросселей демпфера без подключения пневмогидроаккумулятора и с подключением. Установлено, что без подключения пневмогидроаккумулятора средний коэффициент динамичности равен 1,55, а с подключением средний коэффициент динамичности равен 1,32, т.е. снижение по экспериментальным данным происходит на 23 %, расхождение с теоретическими на 4,5%. Расчет зависимости вероятностного коэффициента безопасности γ от времени эксплуатации лесного гидроманипулятора ЛВ-210-01 показал, что без подключения пневмогидроаккумулятора допустимое значение коэффициента безопасности (1,5-2,0) достигается через 15 лет, в то время как с подключением пневмогидроаккумулятора в демпфирующее устройство позволяет продлить срок эксплуатации свыше 20 лет. Полученные результаты имеют практическое значение для оценки динамической нагруженности и надежности манипуляторов лесных машин на стадии проектирования и могут быть использованы в проектных организациях лесного машиностроения.

Ключевые слова: гидроманипулятор, стрела, демпфер, гидропривод, пневмогидроаккумулятор, надежность, динамическая нагруженность

Финансирование: данное исследование не получало внешнего финансирования.

Благодарности: Авторы выражают признательность рецензентам за обстоятельный анализ материалов статьи и ценные критические замечания, и главному редактору ЛТЖ Яковенко Н.В. за оказание методической помощи при написании данной статьи.

Конфликт интересов: авторы данной статьи заявили об отсутствии личных, коммерческих, идеологических, интеллектуальных конфликтов интересов при подготовке, написании и публикации данной статьи.

Для цитирования: Оценка динамической нагруженности и надежности механизма подъема стрелы манипулятора лесотранспортной машины с пневмогидравлическим демпфирующим устройством на стадии проектирования / И. В. Четверикова, А. В. Попикова, Р. Г. Боровиков, С. В. Зимарин, С. К. Попиков // Лесотехнический журнал. – 2026. – Т. 16. – № 1 (61). – С. 209–228. – Библиогр.: с. 225–228 (20 назв.). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/14>.

Поступила 12.10.2026. *Пересмотрена* 08.02.2026. *Принята* 15.03.2026. *Опубликована онлайн* 27.03.2026.

Article

Assessment of the dynamic load and reliability of the boom lifting mechanism of a logging machine with a pneumohydraulic damping device at the design stage

Irina V. Chetverikova¹✉,  chivles@rambler.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9726-3218>

Alina V. Popikova¹, poalinka@mail.ru,  poalinka@mail.ru <https://orcid.org/0000-0002-9387-4254>

Roman G. Borovikov¹, borovikov_roman@mail.ru,  <https://orcid.org/0000-0001-5872-6291>

Sergey V. Zimarin¹, teacherdo58@vglta.vrn.ru,  <https://orcid.org/0000-0001-6822-624X>

Sergey K. Popikov¹, sergpopikov@mail.ru,  <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>

¹*Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Voronezh State Forest Engineering University named after G. F. Morozov", st. Timiryazeva St., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation*

Abstract

An analysis of the work processes of manipulators of technological machines has shown insufficient reliability of metal structures and hydraulic drive elements. One of the ways to increase the reliability of manipulator-type forest machines is to reduce dynamic loads through the use of various damping devices. The aim of the study is to reduce the dynamic load and increase the reliability of the boom lifting mechanism of the hydraulic manipulator of the timber transport machine. The authors propose a new boom lifting mechanism with a pneumohydraulic damping device, including a pneumohydroaccumulator and a plunger-type damper, protected by patents for invention and utility model. A mathematical model of the lifting mechanism of a forest manipulator with a pneumohydraulic damping device has been developed, which includes three equations: the equation of rotational motion of the boom, the equation of the flow rate of the working fluid, including the flow rate of the pneumatic accumulator, and the equation of motion of the damper plunger. The solution to the problem is found by decomposing the function into a Maclaurin series. Using the final formulas, pressure graphs of the working fluid were obtained and the dynamic coefficients were calculated without connecting the pneumatic accumulator to 1.65, and with 1.35 connection, i.e. a decrease in dynamic load by 18.5%. Experimental studies were carried out on a laboratory stand with a serial LV-210-01 forest hydraulic manipulator using the method of a full-factor experiment. As a result of processing the obtained waveforms, statistical characteristics of the

pressure of the working fluid in the piston cavity of the boom drive hydraulic cylinder for various boom spans and damper choke diameters were obtained without inflating the pneumatic accumulator and with connection. It was found that without the connection of a pneumatic accumulator, the average coefficient of dynamism is 1.55, and with the connection, the average coefficient of dynamism is 1.32, i.e., according to experimental data, a decrease occurs by 23%, a discrepancy with theoretical by 4.5%. The calculation of the dependence of the probabilistic safety coefficient γ on the operating time of the LV-210-01 forest hydraulic manipulator showed that without connecting a pneumatic hydraulic accumulator, the permissible value of the safety coefficient (1.5-2.0) is reached in 15 years, while with the connection of a pneumatic hydraulic accumulator in a damping device, it allows extending the service life over 20 years. The results obtained are of practical importance for assessing the dynamic load and reliability of manipulators of forest machines at the design stage and can be used in design organizations of the forestry engineering.

Keywords: *hydraulic manipulator; boom, damper; hydraulic drive, pneumatic-hydraulic accumulator; reliability, dynamic loading*

Funding: This study did not receive external funding.

Acknowledgments: The authors express their gratitude to the reviewers for their thorough analysis of the article materials and valuable critical comments, and to the Editor-in-Chief of LTZh, N.V. Yakovenko. for providing methodological assistance in writing this article.

Conflict of interest: the authors of this article declare no personal, commercial, ideological, or intellectual conflicts of interest in the preparation, writing, and publication of this article.

For citation: Chetverikova I. V., Popikova A. V., Borovikov R. G., Zimarin S. V., Popikov S. K. (2026). Assessment of the dynamic load and reliability of the boom lifting mechanism of a logging machine with a pneumohydraulic damping device at the design stage. *Forestry Engineering journal*, Vol. 16, No. 1 (61), pp. 209–228 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/14>.

Received 12.10.2025. *Revised* 08.02.2026. *Accepted* 15.03.2026. *Published online* 27.03.2026.

Введение

Для повышения технико-экономической эффективности рабочих процессов лесных машин при сортиментной лесозаготовке необходимо повышать показатели эксплуатационной надежности, т.к. лесосечные машины работают в труднодоступных местах вдали от ремонтных и сервисных подразделений, и любая поломка приводит к значительным экономическим потерям. Самый большой недостаток существующих гидроприводов манипуляторов - гидроудар, возникающий в момент смены режимов подъема. Именно в момент гидроудара повышается динамическая нагруженность гидропривода и снижается надежность грузоподъемного механизма. Поэтому исследование вопросов снижения динамической нагруженности и повышения надежности грузоподъемного механизма машин манипуляторного типа, способов гашения всплесков давления, является актуальной задачей проводимых

исследований в целях увеличения срока службы манипуляторов и повышения их технического уровня.

Опыт эксплуатации лесных машин показывает, что все отказы в основном происходят из-за ошибок при проектировании, изготовлении и эксплуатации и их можно подразделить на отказы гидросистем и отказы металлоконструкций. Наименее надежными элементами гидропривода являются рукава высокого давления (65 % от общего количества отказов по гидроприводу). Отказы металлоконструкции подразделяются на несколько видов: остаточная деформация, вязкий, усталостный и хрупкий изломы, которые вызваны динамическими и циклическими нагрузками. Выход из строя рукавов высокого давления и дорогостоящих металлоконструкций технологического оборудования приводят к аварийным ситуациям с человеческими жертвами, загрязнению окружающей среды при потере рабочей жидкости и к лесным пожарам.

Нами проведен детальный анализ исследований по основным направлениям снижения динамической нагруженности и повышения надежности технологических машин манипуляторного типа.

А) Анализ исследований, посвященных динамике гидропривода лесных манипуляторов

Е.А. Памфилов и др. 2021 [1] отмечают необходимость повышения эффективности заготовки древесины с помощью машин манипуляторного типа. В настоящее время лесопромышленные предприятия вынуждены закупать зарубежные харвестеры и форвардеры, стоимость которых значительно превышает стоимость отечественных лесозаготовительных машин. Поэтому необходимо разрабатывать рекомендации для производства отечественной лесозаготовительной техники, которая должна быть конкурентноспособной. В настоящее время в РФ на машиностроительных заводах ОАО «Майкопский машиностроительный завод», Великолукский машиностроительный завод ООО «Велмаш-С» выпускаются серийные гидроманипуляторы, которые устанавливаются на грузовые автомобили КамАЗ, Урал, МАЗ, КрАЗ и автомобили других производителей. Гидроманипулятор МАЙМАН-100S (ММ-100) представлен на рисунке 1 с грузовым моментом 100 кН·м и максимальным вылетом 7,8 м. Гидросистема оснащена демпфером механизма поворота колонны, уменьшающим динамические нагрузки при повороте и остановке колонны в промежуточных положениях, двухреечным механизмом поворота гидроманипулятора для увеличения момента поворота с грузом. Для изготовления металлоконструкций гидроманипуляторов применяется высокопрочная сталь S500 с пределом текучести, в 1,4 раза превышающим аналогичный показатель для стали 09Г2С, что дает возможность увеличить прочность и снизить массу металлоконструкции на 400–500 кг. металлоконструкции на 400–500 кг.



Рисунок 1. Манипулятор МАЙМАН-100S

Figure 1. The MAIMAN-100S manipulator

Источник:

<https://gruzovik.biz/miass/item/226303-lesovoz-s-kmu-ural-55571-60m>

Source: <https://gruzovik.biz/miass/item/226303-lesovoz-s-kmu-ural-55571-60m>

А.Т. Рыбак и др. 2023 [2] отмечает, что применение энергосберегающего гидропривода с демпфирующим устройством на лесозаготовительном манипуляторе позволяет снизить пиковое давление в гидравлической линии поршневой полости гидроцилиндра во время переходных режимов на 37–45 %, а энергопотребление — на 10–15 %. Таким образом, снижение динамической нагрузки и энергоёмкости рабочих процессов стрелового подъёмного механизма лесозаготовительного манипулятора за счёт обоснования параметров энергосберегающего гидропривода может повысить эффективность работы манипулятора и сократить время простоя из-за ремонта гидравлического оборудования.

И.Д. Евсиков и др. 2023 [3] провели модельную оценку динамики коэффициента податливости гибких элементов гидропривода при повороте стрелы лесного манипулятора. Задача решалась в рамках работы над программным комплексом для исследований скачков давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах. Результаты оценки показали, что в вычислительном эксперименте при проектных расчетах можно не учитывать влияние на изменение давления коэффициент податливости K_p гибких элементов гидропривода при повороте стрелы лесного манипулятора, поскольку этот коэффициент примерно на двенадцать порядков меньше, чем давление рабочей жидкости.

В.И. Посметьев и др. 2024 [4] отмечают, что при использовании гидравлического манипулятора, оснащенного предлагаемым кривошипным приводом, длина стрелы которого составляет в среднем 6 м, а масса перемещаемых лесоматериалов 600 кг, количество энергии, которое можно накопить в пневмогидравлическом аккумуляторе составляет около 1300 Дж. Угловая неравномерность показателей кривошипного привода составляет 23,6 % и 4,6 % при оценке по показателям рекуперированной энергии и амплитуды раскачивания груза соответственно. Для типичного гидравлического манипулятора с длиной стрелы 6 м при торможении поворота колонны система рекуперации позволяет запасти от 0,39 до 2,59 кВт при массе груза соответственно от 200 до 1400 кг, при приемлемой амплитуде раскачивания груза соответственно от 0,2 до 0,48 м. Полученные результаты будут использованы в качестве рекомендаций с целью доработки предлагаемого кривошипного привода поворотного устройства лесного гидравлического манипулятора на стадии его проектирования.

С.А. Голякевич и др. 2024 [5] разработали авторскую математическую модель комбинированного-шарнирно-рычажного манипулятора с телескопическим звеном, которая описывает кинематику и динамику металлоконструкций многозвенных манипуляторов, наиболее распространенных в лесозаготовительной отрасли. Научной новизной модели является возможность интеграции в общую модель лесозаготовительной машины и возможность управления манипулятором в режиме «реального времени». Данные, полученные с помощью математической модели, используются при прогнозировании эффективности комплексов многооперационных лесозаготовительных машин, реализующих технологические процессы заготовки сортиментов в различных условиях эксплуатации.

Т.А. Хиникадзе и др. 2021 [6], предлагают устройство, оснащённое гидроприводом с самоадаптацией по нагрузке и согласованием кинематических и силовых параметров главного движения и движения подачи рабочего органа технологической машины. Для исследования и

проектирования устройства на основе методов математического моделирования гидропривода и адаптивных систем предложена математическая модель, разработанная с использованием основ теории объёмной жёсткости гидравлических систем. Это позволяет максимально точно описать влияние динамических свойств гидравлической системы (сжимаемость рабочей жидкости, упругие свойства трубопроводов, рукавов высокого давления, гидравлических аппаратов) на динамические свойства системы в целом.

Б) Анализ исследований зарубежных авторов по динамике гидропривода технологических машин

Li Lan и др. 2021 [7] представили новую нелинейную модель и высокоточный метод управления движением подъёма гидравлического манипулятора с пропорциональным клапаном, учитывающие серьёзные нелинейности системы, различные неопределённости, а также нелинейности, связанные с люфтом и мёртвым ходом клапана. Для решения этой задачи на основе процесса независимого дросселирования в отверстиях клапана предлагается новая комплексная модель давления и расхода, которая позволяет одновременно учитывать влияние люфта и мёртвого хода на характеристики потока. Кроме того, для описания динамики подъёма манипулятора с учётом нелинейности механизма и использования модели трения Лугре для описания динамики трения была создана нелинейная математическая модель гидравлической системы манипулирования в пространстве состояний. Полученные характеристики слежения, обеспечиваемые разработанным законом управления, подтверждаются результатами сравнительного моделирования.

К.Л. Jensen и др. 2021 [8] отмечают, что автономные гидравлические цилиндры приобрели популярность в последние годы, но до сих пор не использовались в мощных шарнирно-сочленённых гидравлических манипуляторах. В этой статье представлена новая концепция электрогидростатического привода, применённого в крупных гидравлических манипуляторах. Привод спроектирован и проанализирован на соответствие таким требованиям, как удержание нагрузки, работа

с перегрузками и компенсация дифференциального расхода. Система проанализирована в ходе работы в четырёх квадрантах для изучения энергоэффективности и возможностей рекуперации. Для иллюстрации реального сценария было проведено численное моделирование с использованием управления траекторией и предотвращения раскачивания гидравлического крана с двумя степенями свободы. Было проведено сравнение с традиционными приводами с клапанным управлением, которое показало значительно более высокую эффективность при схожей динамике, а также возможность рекуперации энергии.

G.R. Petrovic и др. [9] предлагают новый подход к моделированию сверхмощного манипулятора с параллельными и последовательными структурами. Последовательная структура содержит вращающийся сегмент с жёсткими звеньями, соединёнными пассивным вращающимся шарниром и приводимыми в действие линейным гидравлическим приводом, что образует замкнутый кинематический контур. Кроме того, рассматриваются призматические сегменты, состоящие из призматических шарниров, приводимых в действие линейными гидравлическими приводами. Выражения для сил, создаваемых приводами, получены с использованием закона Ньютона –Эйлера. В процессе вывода не предполагается, что безмассовые приводы не связаны со звеньями манипулятора, как это обычно бывает при формулировке динамики Лагранжа. В анализ включена динамика давления в приводе, что в итоге приводит к системе обыкновенных дифференциальных уравнений третьего порядка. Предложенная модель с меньшим количеством параметров, чем у её предшественников, позволяет пересмотреть системный процесс управления виртуальной декомпозицией и сформулировать закон управления на основе новой модели.

Y. Xia и др. 2022 [10] отмечают, что гидравлические манипуляторы играют незаменимую роль во многих сферах применения, где требуется высокая производительность. В

настоящее время к гидравлическим манипуляторам предъявляются более высокие требования в отношении точности, а также силы/мощности. Однако из-за присущих им нелинейных свойств динамики высокого порядка точность манипуляторов часто оказывается ниже, чем у манипуляторов с электрическим приводом. Поэтому в данной статье предлагается нелинейный адаптивный метод робастного управления гидравлическим манипулятором. Чтобы сделать контроллер более применимым в практических инженерных проектах, в этом исследовании была предпринята попытка управлять каждым звеном независимо, а не напрямую, на основе сложной многостепенной динамики высокого порядка, при этом гарантируя точность управления за счёт адаптивной компенсации нелинейной модели, а также надёжной обратной связи. Эффективность управления с обратной связью была теоретически подтверждена. Кроме того, было проведено несколько сравнительных экспериментов по отслеживанию движения, и предложенная система с обратной связью показала высокую точность при различных траекториях и положениях.

J. Han и др. 2023 [11] отмечают, что обратная связь по давлению является эффективным методом активного демпфирования и снижения колебаний в гидравлических системах. Однако это исследование выявило проблему динамического воздействия, которая заключается в увеличении перерегулирования скорости и замедлении сходимости при воздействии внешней силы или крутящего момента после введения обратной связи по давлению для активного демпфирования. Эта проблема была выявлена с помощью теоретического анализа, а затем проиллюстрирована с помощью численного моделирования. Решения этой проблемы были проанализированы для гидравлической системы с симметричным цилиндром. Для достижения компромисса между эффектом активного демпфирования и снижением динамического воздействия предлагается метод многокритериальной оптимизации для определения управляющих параметров (коэффициента усиления и постоянной времени) фильтра высоких частот. Метод многокритериальной оптимизации проверен

с помощью имитационной модели с симметричным цилиндром при различных возмущениях.

М. Kim и др. 2021 [12] отмечают, что гидравлические манипуляторы обладают значительным потенциалом для применения в различных областях благодаря своим преимуществам. Для моделирования сценариев и эффективной оценки эффективности управления гидравлическими манипуляторами требуется метод моделирования в реальном времени. Моделирование проще и безопаснее, поэтому его предпочитают физическим экспериментам. В этой статье рассматривается симулятор гидравлических манипуляторов, работающий в режиме реального времени. Этот симулятор включает в себя динамику сервоклапанов, гидравлические уравнения, модель трения, модель резки труб, динамику механического манипулятора, надёжный алгоритм численного интегрирования и контроллер. Динамика гидравлического манипулятора была разработана с учётом сжимаемости жидкости и применения рекурсивной формулы для нескольких тел, что позволило эффективно реализовать характеристики реальной системы.

М. J Łopatka и др. 2022 [13] отмечают, что эффективное использование роботизированных манипуляторов особенно важно при выполнении опасных задач. Часто для таких задач используются манипуляторы с гидравлическим приводом, и их работа заключается в первую очередь в выполнении точных движений с помощью эффекторов. В тяжёлых манипуляторах ограничение неконтролируемых движений, вызванных высокой инерцией и относительно низкой жёсткостью, влияет на повышение точности управления. Таким образом, в статье представлены экспериментальные исследования, позволяющие оценить влияние использования пропорциональных клапанов на точность и динамику манипулятора с гидростатической системой привода.

В) Анализ исследований по методам оценки прочности и надёжности (усталость, моделирование в ANSYS)

Г.В. Селиверстов и др. [14] провели исследования применения фиброармированных полимерных материалов в металлических

конструкциях при восстановлении прочности на растяжение при повреждениях коррозией, а также увеличения изгибной и усталостной прочности, показали, что средняя фактическая несущая способность образцов до усиления составила 18,1 кН, а после усиления волокном – 24,1 кН, т.е. несущая способность образцов увеличилась на 33%.

А.П. Мохирев и др. 2022 [15] провели исследования эксплуатационной надёжности путем наблюдений за работой харвестера Ponsse-ERGO и зимнее время в течение 10500 часов в Красноярском крае.

На основании исследований построена диаграмма Парето, которая показывает накопленную вероятность отказов систем. Установлено, что на долю гидропривода приходится 60% отказов по машине, на металлоконструкции 15%.

К. Брайан и др. 2025 [16] отмечают, что проведенный обзор статей показал, что в 81 % статей упоминается модель износа Арчарда, в которой твёрдость материала является основным фактором, влияющим на величину износа. с трудом позволяют делать физически обоснованные или точные прогнозы. Несмотря на то, что модель Арчарда по-прежнему актуальна для определения объёма износа в зависимости от приложенной нагрузки и скорости скольжения, её зависимость от постоянного коэффициента износа и твёрдости материала не позволяет всесторонне описать процесс износа. Для повышения точности прогнозирования износа необходимо усовершенствовать модель с помощью механики. В этом обзоре рассматриваются многие металлы (например, сталь, титан, магний и циркониевые сплавы), основное внимание уделяется подшипниковым сталям (например, AISI 52100, 100Cr6, SUJ2, GCR15 или EN31), которые отличаются более высоким содержанием углерода и мартенситной микроструктурой и известны своей прочностью, твёрдостью и усталостной стойкостью.

По данным Erişir E. и др. [17] подшипниковые стали (AISI 52100, 100Cr6, SUJ2, GCR15) особенно хорошо подходят для применения в аэрокосмической, автомобильной, железнодорожной, энергетической отраслях и т. д.

Хотя компоненты подшипников качения в основном подвергаются контакту при качении между телами качения и дорожками качения, могут возникать и скользящие поверхности, подверженные износу при скольжении, например, контакт между телами качения и сепараторами или торцами фланцев колец.

М. Чжан и др. [18] провели всесторонний анализ классических моделей и современных симуляций износа. В их обзоре классических моделей особое внимание уделяется модели Арчарда, и они критикуют эту знаменитую модель за то, что она просто не может отразить истинную природу данных об износе, в отличие от других эмпирических моделей. Они возражают против необходимости экспериментального определения коэффициента пропорциональности k . Кроме того, простая линейная зависимость в уравнении между объёмом износа и приложенной нагрузкой недостаточно для моделирования экспериментальных данных, однако эта модель остаётся одной из лучших для прогнозирования износа.

Долженко и др. 2021 [19] отмечают, что материалы металлоконструкций существенно влияют на его механические свойства, определяя движение, взаимодействие и накопление дислокаций во время деформации. По мере деформации изменение плотности дислокаций служит важнейшим индикатором микроструктурных изменений, происходящих при различных условиях нагружения, и отражает как деформационное упрочнение, так и разупрочнение. Это изменение неразрывно связано с взаимодействием между скоростью деформации и температурой. Более высокие температуры повышают подвижность дислокаций, способствуя процессам динамического восстановления и рекристаллизации, которые могут снизить плотность дислокаций Сальвини и др. 2024 [20] было изучено влияние кристаллографической ориентации на рост пустот в поликристаллических материалах. Они разработали комплексную модель пластичности кристаллов и фазовых повреждений для изучения влияния разориентации границ зёрен и выделения карбидов на зарождение повреждений в нержавеющей стали. Однако во всех

вышеперечисленных исследованиях изучалось влияние кристаллографической ориентации на основе распределения случайных ориентаций зёрен.

Проведенный анализ литературных источников показал, что основным недостатком существующих гидроприводов манипуляторов является то, что в моменты смены режимов подъема груза возникает гидроудар, который повышает динамическую нагруженность гидропривода и снижает надежность грузоподъемного механизма. Одним из способов повышения надежности технологического оборудования лесных машин манипуляторного типа является снижение динамических нагрузок за счет применения различных демпфирующих устройств.

Целью исследования является оценка влияния нового пневмогидравлического демпфирующего устройства на динамическую нагруженность и надежность механизма подъема стрелы манипулятора лесотранспортной машины.

Материалы и методы

Нами предлагается новый механизм подъема стрелы манипулятора лесотранспортной машины, оснащенный пневмогидравлическим демпфирующим устройством, защищенный патентами на изобретение №2841796 и полезную модель № 234950. Гидросистема, согласно с полезной моделью, включает гидробак 1 (рисунок 2), насос 2, распределителя 3, гидроцилиндра 4, привода грузоподъемной стрелы с подводным 5 и отводящим 6 трубопроводами, соединенными между собой трубопроводом 7, в который подключен пневмогидроаккумулятор 15 через обратные клапаны 8 и 10, а также подключен нормально закрытый управляемый клапан 12 с линией управления 13. В отводящий трубопровод установлен управляемый клапан 9, параллельно которому подключен трубопровод с обратным клапаном 11. Управляемый клапан 9 снабжен линией управления 14. К подводному 5 и отводящему 6 трубопроводам подключен демпфер 16, через обратные клапаны 17 и 18, в корпусе которого размещен пустотелый плунжер 19, подпружиненный с двух концов пружинами сжатия 20 и 21. Левая полость 22 демпфера соединяется с

гидролинией 5 через канал и регулируемый дроссель 23, а правая полость 24 демпфера соединена с гидролинией 6 через канал и регулируемый дроссель 25. В корпусе демпфера 16 установлены резьбовые пробки 26 и 27, с регулировочными шайбами 28 и 29. На сливной гидролинии установлен фильтр 30. Таким образом, пневмогидравлическое демпфирующее устройство включает пневмогидроаккумулятор 15 и демпфер 16. При работе в обычном режиме погрузки лесоматериалов (сортиментов) из штабеля в кузов автомобиля при подъеме захвата, загруженного сортиментами, рабочая жидкость подается из бака 1 насосом 2 в гидрораспределитель 3, который направляет по трубопроводу 5 в поршневую полость гидроцилиндра 4 и рабочая жидкость под высоким давлением 16 МПа воздействует на поршень, который жестко соединен со штоком, который выдвигается и поднимает стрелу с грузом на заданную высоту и потом поворачивается вместе с колонной и захват разгружается в кузов автомобиля лесовоза (рисунок 3).

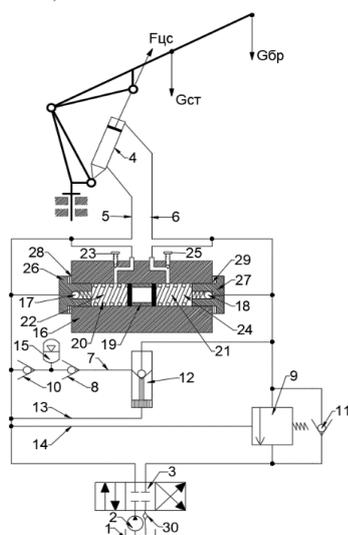


Рисунок 2. Гидрокинематическая схема гидропривода грузоподъемного механизма с пневмогидравлическим демпфирующим устройством (патент на полезную модель № 234950)

Figure 2. Hydrokinematic scheme of hydraulic drive of a lifting mechanism with a pneumohydraulic damping device (utility model patent № 234950)

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

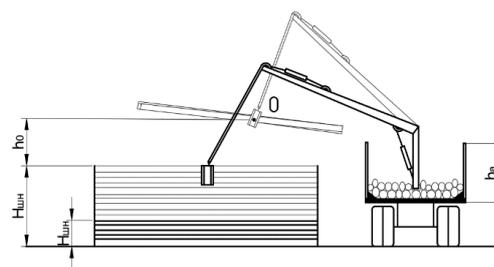


Рисунок 3. Схема погрузки лесоматериалов (сортиментов) из штабеля в кузов автомобиля-лесовоза

Figure 3. Loading scheme for timber (sortiments) from a stack into a logging truck

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

После разгрузки захвата совершается холостой ход манипулятора, при котором клапан 9 автоматически закрывается, и рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра 4 поступает по трубопроводу 7 с клапанами 8 и 12 в его поршневую полость, обеспечивая ускоренный подъем стрелы и повышение производительности. Однако в момент закрытия клапана 9 и смене режимов с обычного на ускоренный возникает гидроудар, в результате которого часть рабочей жидкости подается в пневмогидроаккумулятор 15, который при этом гасит гидроудар и снижает динамическую нагруженность механизма подъема стрелы. В ускоренном режиме происходит также подъем легких грузов при не полностью загруженном захвате тонкомерными сортиментами.

Для исследования процесса погрузочно-разгрузочных работ лесного манипулятора составлены расчетные схемы механизма подъема стрелы (рисунок 4) и демпфера (рисунок 5).

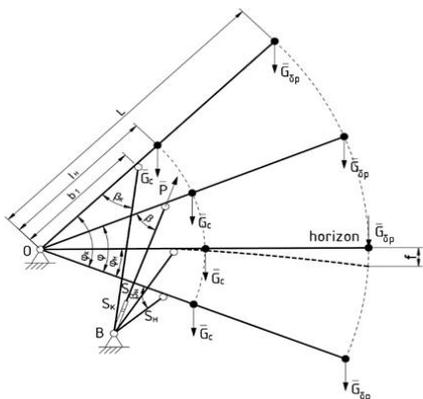


Рисунок 4. Расчетная схема механизма подъёма стрелы манипулятора

Figure 4. Design scheme of the manipulator arm lifting mechanism

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

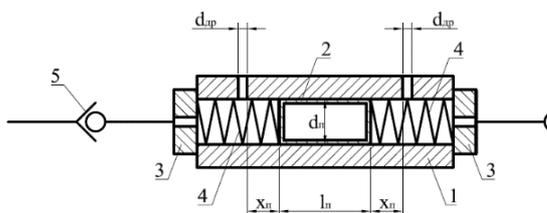


Рисунок 5. Расчетная схема демпфера в гидроприводе механизма подъема стрелы. 1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – крышка; 4 – пружина; 5 – обратный клапан

Figure 5. Design scheme of the damper in the hydraulic drive of the boom lifting mechanism. 1 – housing; 2 – plunger; 3 – cover; 4 – spring; 5 – check valve

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Разработана математическая модель грузоподъемного механизма лесного манипулятора с пневмогидравлическим демпфирующим устройством для ускоренного режима как более нагруженного и недостаточно исследованного. учет жесткости металлоконструкции стрелы. Математическая модель (1) включает в себя три уравнения: уравнение вращательного движения стрелы относительно точки O (рисунок 4),

уравнение расхода рабочей жидкости, включая расход пневмогидроаккумулятора, и уравнение движения плунжера демпфера (рисунок 5), где:

$J_{бр}$ – момент инерции пачки бревен относительно точки O1, кгм²;

J_c – момент инерции стреловой группы манипулятора относительно точки O1, кг·м²;

$G_{бр}$ – сила тяжести пачки бревен в захвате, Н;

G_c – сила тяжести стреловой группы манипулятора, Н;

q_n – рабочий объем насоса, м³/об;

n_n – частота вращения насоса, об/с;

p – текущее значение давления в гидроприводе, Па;

a_y – коэффициент, учитывающий утечки жидкости, м⁵/(Н·с);

K_p – коэффициент податливости гидропривода (определяется по эмпирической формуле, м⁵/(Н·с);

d_c – внутренний диаметр гидроцилиндра стрелы, м;

d_n – диаметр плунжера демпфера, м;

x_n – ход плунжера демпфера, м;

m_n – масса плунжера демпфера, кг;

k_n – коэффициент трения плунжера демпфера;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

c_n – жёсткость пружины демпфера, Н/м;

C_1, C_2 – жесткости участков металлоконструкции стрелы, Н/м;

E – модуль упругости стрелы, Н/см²;

J – момент инерции поперечного сечения стрелы под проушиной гидроцилиндра, м⁴.

Результаты и обсуждение

Решение задачи найдем, разложив функции в ряд Маклорена, ограничившись второй степенью переменной t для $p(t)$ и $x_d(t)$ и первой степенью t для $\varphi(t)$. Вычисления приводят к следующему результату.

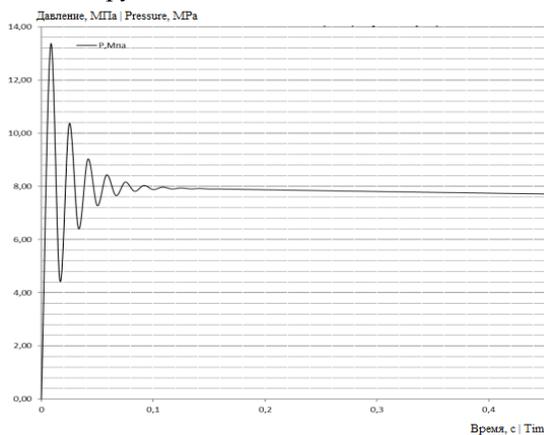
$$\left\{ \begin{aligned} (J_{6p} + J_c) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \frac{\pi d_c^2 b_1 \sin \beta}{4} p - (G_{6p} L + G_c l_H) \cos(\varphi - \varphi_H) - \frac{0,75 G_{6p} E J}{C_1 (L - b_1)^2 \cos^2 \varphi} - \frac{0,5 G_c E J}{C_2 (l_H - b_1) [(L - b_1) - \frac{(l_H - b_1)}{3}] \cos \varphi}, \\ q_H n_H &= \left[\frac{\pi d_c^2 b_1 \sin \beta}{4} + \frac{\pi (2d_c^2 + d_{HT}^2) b_1 \sin \beta}{4} \right] \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\pi d_{HT}^2}{4} \frac{dx_H}{dt} + k_{ак} \sqrt{|p - P_A|} a_y p + K_p \cdot \frac{dp}{dt}, \\ m \frac{d^2 x_H}{dt^2} &= \frac{\pi d_H^2}{4} \cdot \left[p - \frac{d_H^4 \rho}{2 \mu^2 d_{HT}^4} \cdot \left(\frac{dx_H}{dt} \right) \right] - c_x x_H - k \frac{dx_H}{dt}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\begin{aligned} p(t) &\approx p(0) + tp'(0) + \frac{t^2}{2} \cdot \\ &\left(-C_r a_y p'(0) - \frac{\pi^2 C_r d_c^4 b_1^2 \sin^2 \beta}{16 (J_{6p} + J_c)} p(0) + \frac{\pi d_c^2 b_1 C_r \sin \beta}{4 (J_{6p} + J_c)} \left[G_{6p} L + G_c l_H + \frac{G_{6p} C_{CT} (L - b_1)^4}{3 E J} \right] \cos(\varphi(0)) \right) \\ &\quad - \frac{\pi \mu C_r d_{HT}^2 \sqrt{2}}{8 \sqrt{\rho}} \cdot \frac{p'(0)}{\sqrt{p(0)}} \end{aligned} \quad (2)$$

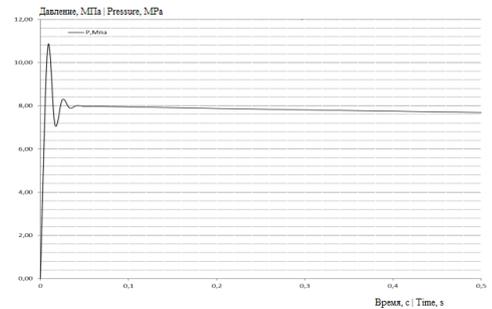
$$\varphi(t) \approx \varphi(0) + t\varphi'(0), \quad (3)$$

$$x_H(t) \approx x_H(0) + tx_H'(0) + \frac{t^2}{2} \left(-\frac{k_d}{m_d} x_H'(0) + \frac{\pi d_H^2}{4 m_d} p(0) - \frac{c_H}{m_d} x_H(0) \right). \quad (4)$$

По конечным формулам (2-5) построены графики зависимостей переменных параметров математической модели от времени. На рисунок 6 приведены графики давления рабочей жидкости, из которых видно, что давление рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра без пневмогидроаккумулятора достигает 13,2 МПа, коэффициент динамичности 1,65, а с пневмогидроаккумулятором 10,8 МПа, коэффициент динамичности 1,35, т.е. снижение динамической нагруженности на 18,5%.



а)



б)

Рисунок 6. Теоретические графики зависимостей давления рабочей жидкости от времени для ЛВ-210-01 (а) без демпфера, б) с демпфером)

Figure 6. Theoretical graphs of the working fluid pressure versus time for LV-210 (a) without a damper b) with a damper (b))

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Для проведения лабораторных исследований использовался серийный манипулятор ЛВ-210-01 Майкопского машиностроительного завода со следующими параметрами:

- грузовой момент 35 кН·м;
- максимальный вылет 2,72 м;
- максимальная высота подъёма 4,8 м;
- максимальная глубина опускания 2 м;
- угол поворота стрелы 80°;
- номинальное давление 20 МПа;

- номинальный расход 26 л/мин;
- гидрораспределитель Vadestnost 5–408.

Гидропривод стандового манипулятора (рисунок 7) состоит из насосной станции 1 с насосом НШ-32 с приводом от асинхронного электродвигателя мощностью 11 кВт и частотой вращения 1450 об/мин, а также маслобак емкостью 45 литров, гидрораспределителя 2 марки P-75, гидроцилиндра 3 привода стрелы 4, гидроцилиндра 5 привода удлинителя 6, гидроцилиндров 7 привода механизма поворота колонны 8, пневмогидравлический аккумулятор 9 с рабочим объемом 5 литров, демпфера 10, с дросселями 11 и 12, тензометрический датчик давления 13.

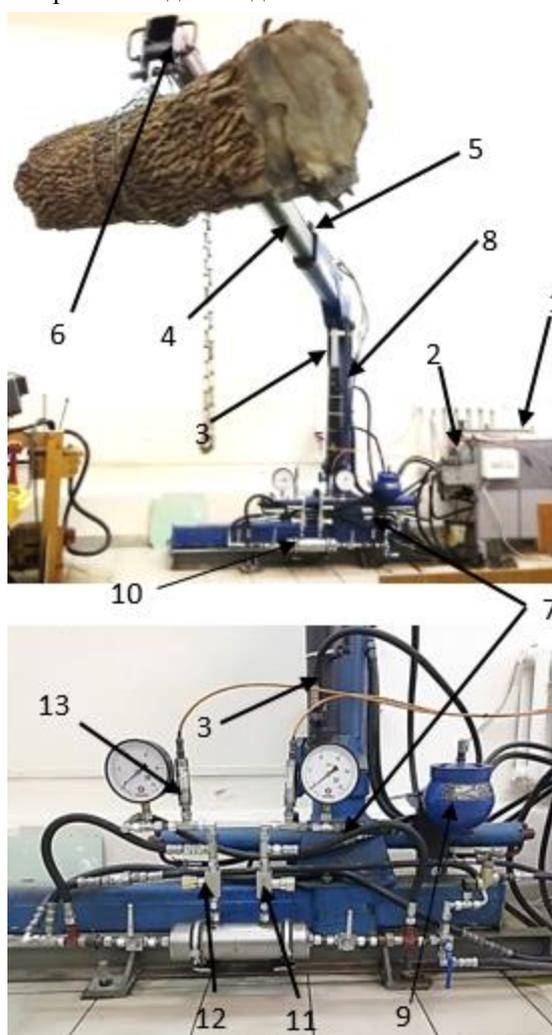


Рисунок 7. Установка пневмогидравлического демпфирующего устройства на серийном манипуляторе ЛВ-210-01
Figure 7. Installation of a pneumohydraulic damping device on a laboratory bench

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Лабораторные исследования проводились с применением метода полнофакторного эксперимента. Переменными факторами были вылет стрелы, изменяемый гидроцилиндром 5 удлинителя 6 (1.6 м; 2.7 м; 3.8 м) и диаметры дросселей демпфера (0; 3.8; 7.6; 11.4 мм), изменяемые регулируемыми дросселями 11 и 12 (см. рисунок 7). Выходными параметрами являлось давление в гидроприводе и расчетное значение коэффициента динамичности. Было проведено по 9 экспериментов согласно матрице планирования двухфакторного эксперимента в трехкратной повторности с подключением пневмогидроаккумулятора и без подключения, причем опыты при нулевом диаметре дросселя соответствует полному отключению демпфера.

На рисунок 8 для примера представлена осциллограмма давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра при ускоренном режиме при максимальном вылете стрелы 3,8 м и среднем открытии дросселей демпфера (диаметр дросселя 7,6 мм) без подключения пневмогидроаккумулятора а) и с подключением б). Первый всплеск давления 13,8 МПа возникает в начале подъема груза с опорной поверхности до горизонтального положения стрелы. второй 12,5 МПа при подъеме груза на высоту 1,92 м, третий 12,4 МПа при подъеме на высоту 2,75., четвертый 12,0 МПа на высоту 3,43 м. Далее идет процесс опускания стрелы при давлении около 2,8 МПа. Общий характер осциллограммы давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра подъема стрелы в начале подъема груза почти полностью совпадает с теоретическими графиками (рисунок 8).

Полученные экспериментальные осциллограммы давления рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра подъема стрелы при различных диаметрах дросселей демпфера, вылетах стрелы, высотах подъема обрабатываются в программе MS Excel с целью определения статистических характеристик динамической нагруженности для оценки динамической нагруженности и надежности.

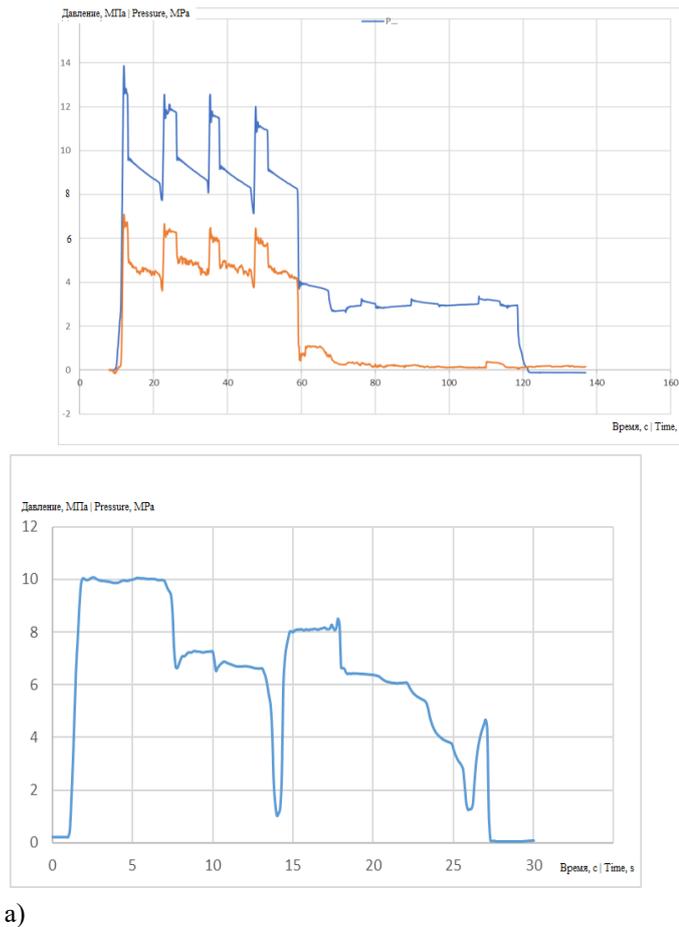
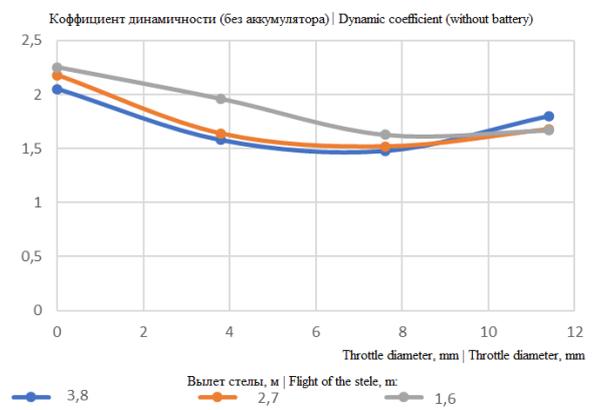


Рисунок 8. Осциллограммы давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра при ускоренном режиме при максимальном вылете стрелы 3.8 м а) без пневмогидроаккумулятора, б) с пневмогидроаккумулятором

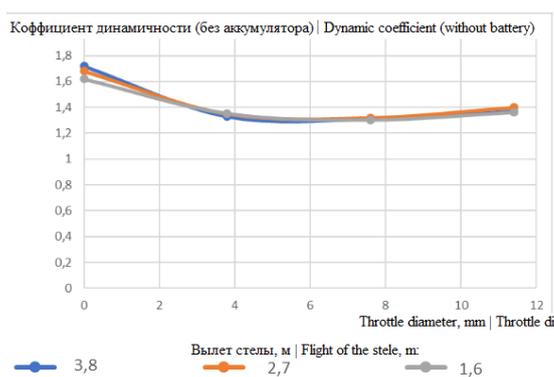
Figure 8. Pressure oscillograms in the piston and rod cavities of the hydraulic cylinder in the accelerated mode with a maximum boom length of 3.8 m and an average damper throttle opening a) without a pneumatic accumulator, b) with a pneumohydroaccumulator

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Для оценки динамической нагруженности рассчитывался коэффициент динамичности. На рисунке 9 представлены графики зависимостей коэффициента динамичности от вылета стрелы и диаметра дросселя демпфера без подключения пневмогидроаккумулятора а) и при подключении б), из которых видно, что снижение динамической нагруженности при всех вылетах стрелы происходит при диаметрах дросселей от 3,8 мм до 7,6 мм.



а)



б)

Рисунок 9. Графики зависимостей коэффициента динамичности от вылета стрелы и диаметра дросселя демпфера:

- а) без пневмогидроаккумулятора,
- б) с гидроаккумулятором

Figure 9. Graphs of the dependences of the dynamicity coefficient on the boom departure and the diameter of the damper throttle: a) without a pneumatic accumulator; b) with a hydraulic accumulator

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Подключение пневмогидроаккумулятора при диаметрах дросселей от 3,8 мм до 7,6 мм позволяет снизить коэффициенты динамической нагруженности. Без пневмогидроаккумулятора средний коэффициент динамичности 1,55 (а), а с пневмогидроаккумулятора средний коэффициент динамичности 1,32 (б), т.е. снижение по экспериментальным данным происходит на 23 % (по теоретическим данным на 18,5%, расхождение на 4,5 %). При отключении пневмогидроаккумулятора и

демпфера при нулевом диаметре дросселя коэффициент динамичности при различных вылетах стрелы находится в диапазоне 2,11...2,26, а при подключении пневмогидроаккумулятора в диапазоне 1,61...1,75.

Результаты и обсуждение

Согласно значениям показателей надежности, зависящих от полученных статистических данных (табл. 1), определены зависимости вероятностного коэффициента безопасности от времени эксплуатации гидроманипулятора ЛВ-210-01 при различных режимах работы (рисунок 10).

Нами предлагается производить расчет вероятностного коэффициента безопасности γ , который представляет собой число стандартов S , которые укладываются в интервале от $S = 0$ до $S = \bar{S}$.

Таким образом, коэффициент безопасности определяем по формуле

$$\gamma = \frac{\bar{R} - \bar{Q}}{\sqrt{\bar{R} + \bar{Q}}}, \quad (6)$$

где \bar{R}, \bar{Q} – математическое ожидание прочности и нагрузки.

Так как значение дисперсии есть квадрат среднеквадратического отклонения величин прочности и нагрузки, формулу для нахождения характеристики безопасности γ (1) можно представить в виде

$$\gamma = \frac{\bar{R} - \bar{Q}}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_Q^2}}. \quad (7)$$

Статистические характеристики давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра стрелы при максимальном вылете стрелы и среднем уровне открытия дросселей демпфера (диаметр дросселя 7.6 мм)

Table 1

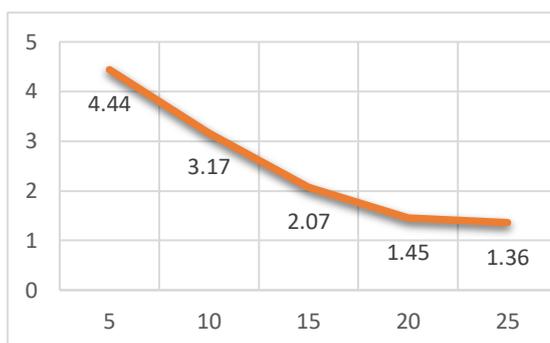
Statistical characteristics of the pressure of the working fluid in the piston cavity of the boom hydraulic cylinder at the maximum boom reach and the average throttle opening level (throttle diameter 7.6 mm)

| Статистические характеристики давления рабочей жидкости Statistical characteristics of the working fluid pressure | Давление рабочей жидкости при ускоренном режиме в начале подъема груза, без пневмогидроаккумулятора, МПа Accelerated mode, start of ascent, MPa | Давление рабочей жидкости при ускоренном режиме в начале подъема груза с пневмогидроаккумулятором, МПа Accelerated mode, lifting and lowering, MPa |
|---|---|--|
| Среднее Average | 8,654812 | 8,460454 |
| Стандартная ошибка The standard error | 0,153945 | 0,197361 |
| Медиана The median | 9,28303 | 9,293015 |
| Стандартное отклонение Standard deviation | 1,385504 | 1,367359 |
| Дисперсия выборки Sample variance | 1,919621 | 1,919621 |
| Экцесс Excess | 1,511372 | 1,869671 |
| Асимметричность Asymmetry | 1,72665 | -0,7243 |
| Интервал Interval | 5,66056 | 5,84199 |
| Минимум Minimum | 8,18714 | 5,32581 |
| Максимум Maximum | 13,847723 | 11,1678 |
| Сумма The amount | 793,75 | 422,7155 |
| Счет Account | 81 | 48 |
| Коэффициент динамичности K_d Dynamic coefficient K_d | 1,55 | 1,32 |

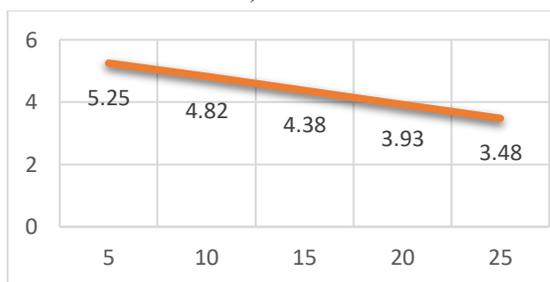
Источник: собственные вычисления авторов

Source: own calculations

Расчет зависимости вероятностного коэффициента безопасности γ от времени эксплуатации лесного гидроманипулятора ЛВ-210-01 показал (рисунок 10), что при ускоренном режиме работы без подключения пневмогидроаккумулятора допустимое значение коэффициента безопасности (1,5-2,0) достигается через 15-17 лет, в то время как с подключением пневмогидроаккумулятора в демпфирующее устройство позволяет продлить срок эксплуатации свыше 25 лет б).



а)



б)

Рисунок 10. Зависимости вероятностного коэффициента безопасности от времени эксплуатации гидроманипулятора ЛВ-210-01 при ускоренном режиме работы:

- а) без пневмогидроаккумулятора,
- б) с пневмогидроаккумулятором

Figure 10. Dependence of the probability safety factor on the operating time of the LV-210-01 hydraulic manipulator in the accelerated mode of operation: a) without a pneumatic accumulator, b) a pneumohydroaccumulator

Источник: собственная композиция авторов
Source: author's composition

Полученные результаты имеют практическое значение для оценки динамической нагруженности и надежности манипуляторов лесных машин на стадии проектирования.

Заключение

Анализ исследований рабочих процессов манипуляторов показали высокую динамическую нагруженность лесных гидроманипуляторов и недостаточную надежность металлоконструкций и элементов гидропривода. Одним из способов повышения надежности лесных машин манипуляторного типа является снижение динамических нагрузок за счет применения

различных демпфирующих устройств. Авторами предлагается новый грузоподъемный механизм стрелы, защищенный патентами на изобретение и на полезную модель, который позволяет обеспечить снижение динамической нагруженности и повышение надежности.

Разработана математическая модель грузоподъемного механизма лесного манипулятора с гидромеханическим демпфером и пневмогидроаккумулятором с учетом жесткости металлоконструкции стрелы. Решение задачи найдены, путем разложения функции в ряд Маклорена и представлены в виде конечных аналитических выражений для определения переменных параметров.

Получены теоретические зависимости давления рабочей жидкостив поршневой полости гидроцилиндра от времени без пневмогидроаккумулятора всплеск в начале подъема груза достигает 13,2 МПа, коэффициент динамичности 1,65, а с пневмогидроаккумулятором 10,8 МПа, коэффициент динамичности 1,35, т.е. снижение динамической нагруженности достигается на 22%.

Для проверки адекватности математической модели рабочего процесса грузоподъемного механизма проведены экспериментальные исследования на лабораторном стенде с серийным лесным гидроманипулятором ЛВ-210-01, который был оборудован контрольно- измерительными приборами и устройствами для измерения угла поворота стрелы и давления датчиками типа ZET 315, подсоединенными к тензометрической станции ZET 058. Проведены опыты согласно матрице планирования двухфакторного эксперимента для различных вылетов стрелы и диаметров дросселей демпфера. с остановками стрелы в различных положениях с углами подъема через 15°. В результате обработки осциллограмм получены статистические характеристики динамической нагруженности гидроманипулятора и рассчитаны коэффициенты динамичности.

Установлено, что подключение пневмогидроаккумулятора в демпфирующее устройство при диаметрах дросселей демпфера от 3,8 мм до 7,6 мм. позволяет снизить коэффициенты

динамической нагруженности. Без подключения пневмогидроаккумулятора средний коэффициент динамичности равен 1,55, а с пневмогидроаккумулятором средний коэффициент динамичности равен 1,32, т.е. снижение по экспериментальным данным происходит на 23 % (по теоретическим данным на 18,5%, расхождение на 4,5%, что допустимо). Для сравнения проведены опыты при отключении пневмогидроаккумулятора и демпфера при нулевом диаметре дросселя коэффициент динамичности при различных вылетах стрелы находится в диапазоне 2.11...2,26, что указывает на эффективность применения пневмогидравлического демпфирующего устройства на лесных гидроманипуляторах.

Расчет зависимости вероятностного

коэффициента безопасности γ от времени эксплуатации лесного гидроманипулятора ЛВ-210-01 показал, что при ускоренном режиме работы без подключения пневмогидроаккумулятора допустимое значение коэффициента безопасности (1,5-2,0) достигается через 15-17 лет, в то время как с подключением пневмогидроаккумулятора в демпфирующее устройство позволяет продлить срок эксплуатации свыше 25 лет.

Полученные результаты имеют практическое значение для оценки динамической нагруженности и надежности манипуляторов лесных машин на стадии проектирования и могут быть использованы в проектных организациях лесного машиностроения.

Список литературы

1. Памфилов Е.А., Капустин В.В., Пилюшина Г.А., Шевелева Е.В. Повышение работоспособности рабочих органов и трибосистем технологического оборудования харвестеров // Известия вузов. Лесной журнал – 2021. – № 6. – С. 135-149. – DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2021-6-135-149>.
2. Rybak A., Popikov, P., Bogdanov, D., Konyukhov, A. Investigation of the energy-saving hydraulic drive dynamics of the arrow lifting mechanism of the forestry manipulator. Networked control systems for connected and automated vehicles. 2022; 2:1995-2003. – DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_205.
3. Евсиков И.Д., Богданов Д.С., Попикова А.В., Конюхов А.В. Влияние податливости гидропривода на динамическую нагруженность механизмов лесного манипулятора // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13. – № 3 (51). – С. 131–142. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.3/10>.
4. Посметьев В.И., Никонов В.О., Мануковский А.Ю., Посметьев В.В., Казаков И.В. Моделирование поворотного механизма гидроманипулятора лесовозного автомобиля. Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. – 2024. – № 5 (401). – С. 143-158. – DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2024-5-143-158>.
5. Голякевич С.А., Гороновский А.Р. Математическая модель динамики многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. Сер. 1, Лесное хоз-во, природопользование и перераб. возобновляемых ресурсов. – 2024. – № 1 (276). – С. 132-143. – DOI: <https://doi.org/10.52065/2519-402X-2024-276-18>.
6. Хиникадзе Т.А., Рыбак А.Т., Попиков П.И. Моделирование гидравлической системы устройства с самоадаптацией по силовым и кинематическим параметрам на рабочем органе // Advanced Engineering Research. – 2021. – Т. 21, No 1. – С. 55-61. – DOI: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-55-61>.
7. Li L., Lin Z., Jiang Y., Yu C., Yao J. Valve deadzone / backlash compensation for lifting motion control of hydraulic manipulators. Machines. 2021; 9(3): 57. – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines9030057>.
8. Jensen K.J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Novel concept for electro-hydrostatic actuators for motion control of hydraulic manipulators. Energies. 2021; 14(20): 6566. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566>.
9. Petrovic G. R., Mattila J. Mathematical modelling and virtual decomposition control of heavy-duty parallel-serial hydraulic manipulators. Mechanism and Machine Theory. 2022; 170: 104680. – DOI: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2108.05322>.

10. Xia Y., Nie Y., Chen Z., Lyu L., Hu P., Motion control of a hydraulic manipulator with adaptive nonlinear model compensation and comparative experiments. *Machines*. 2022; 10(3): 214. – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10030214>.
11. Han J., Wang F., Sun C. Trajectory tracking control of a manipulator based on an adaptive neuro-fuzzy inference system. *Applied Sciences*. 2023; 13(2):1046. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13021046>.
12. 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; 9: 153371 - 153381 vol. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3127502>.
13. 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; 15(15): 5596. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en15155596>.
14. Селиверстов Г.В., Коломиец К.С., Анцев В.Ю., Анцев Н.В. Взаимосвязь усталостных и коррозионных процессов при оценке ресурса несущих металлоконструкций грузоподъемных машин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2021. – Вып. 3 – С. 132-137. – DOI: <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2021-3-132-137>.
15. Мохирев А.П., Куницкая О.А., Калита Г.А., Вернер Н.Н., Швецова В.В. Оценка надежности лесозаготовительного харвестера // Лесной вестник / Forestry Bulletin. – 2022. – Т. 26. № 5. – С. 93–101. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2022-5-93-101>.
16. Brian C. Delaney, Q. Jane Wang, Vedant Aggarwal, Wei Chen, Ryan D. Evans. A contemporary review and data-driven evaluation of Archard-type wear laws, *Appl. Mech. Rev.* March 2025; 77(2): 022101. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4068297>.
17. Erişir E., Ararat Ö. & Bilir O.G. Enhancing Wear Resistance of 100Cr6 Bearing Steels by New Heat Treatment Method. *Metall Mater Trans A*. 2022; 53: 850–860. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11661-021-06556-3>.
18. Zhang M., Ga, J., Han R. et al. Tribological Properties of AISI 52100 Bearing Steel under Different Sliding Distance and Normal Force Conditions. *J. of Materi Eng and Perform.* 2025; 34: 5081–5093. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11665-024-09512-5>.
19. Dolzhenko A., Pydrin A., Gaidar S., Kaibyshev R., Belyakov A. Microstructure and Strengthening Mechanisms in an HSLA Steel Subjected to Tempforming. *Metals*. 2022; 12: 48. – DOI: <https://doi.org/10.3390/met12010048>.
20. Salvini M., Grill N., Demir E., He S., Martin T., Flewitt P., Mostafavi M., Truman C., & Knowles D. Effect of grain boundary misorientation and carbide precipitation on damage initiation: A coupled crystal plasticity and phase field damage study. *International Journal of Plasticity*. 2024; 172: 103854. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2023.103854>.

References

1. Pamfilov E.A., Kapustin V.V., Pilyushina G.A., Sheveleva E.V. Povishenie rabotosposobnosti rabochikh organov i tribosistem tekhnologicheskogo oborudovaniya kharvesterov [Improving the efficiency of the working organs and tribosystems of harvester technological equipment] *Izvestiya vuzov. Lesnoi zhurnal*, 2021; 6: 135-149. – DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2021-6-135-149>.
2. Rybak A., Popikov, P., Bogdanov, D., Konyukhov, A. Investigation of the energy-saving hydraulic drive dynamics of the arrow lifting mechanism of the forestry manipulator. *Networked control systems for connected and automated vehicles*. 2022; 2:1995-2003. – DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_205.
3. Yevsikov I.D., Bogdanov D.S., Popikova A.V., Konyukhov A.V. Vliyanie podatlivosti gidroprivoda na dinamicheskuyu nagruzhennost mekhanizmov lesnogo manipulyatora [The effect of hydraulic drive compliance on the dynamic loading of forest manipulator mechanisms]. *Lesotekhnicheskii zhurnal*, 2023; 13(3): 131–142. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.3/10>.
4. Posmetev V.I., Nikonov V.O., Manukovskii A.Yu., Posmetev V.V., Kazakov I.V. Modelirovanie povorotnogo mekhanizma gidromanipulyatora lesovoznogo avtomobilya. [Simulation of the rotary mechanism of the hydraulic

- manipulator of a logging vehicle]. *Izvestiya visshikh uchebnikh zavedenii. Lesnoi zhurnal*, 2024; 5: 143-158. – DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2024-5-143-158>.
5. Golyakevich S.A., Goronovskii A.R. Matematicheskaya model dinamiki mnogooperatsionnikh lesozagotovitelnykh mashin. [Mathematical model of dynamics of multi-operational logging machines]. *Lesnoe khoz-vo, prirodopolzovanie i pererab. vozobnovlyаемikh resursov*, 2024; 1: 132-143. – DOI: <https://doi.org/10.52065/2519-402X-2024-276-18>.
 6. Khinikadze T.A., Ribak A.T., Popikov P.I. Modelirovanie gidravlicheskoj sistemi ustroystva s samoadaptatsiei po silovim i kinematicheskim parametram na rabochem organe [Simulation of the hydraulic system of a device with self-adaptation according to power and kinematic parameters on a working body]. *Advanced Engineering Research*, 2021; 21(1): 55-61. – DOI: <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-55-61>.
 7. Li L., Lin Z., Jiang Y., Yu C., Yao J. Valve deadzone / backlash compensation for lifting motion control of hydraulic manipulators. *Machines*. 2021; 9(3): 57. – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines9030057>.
 8. Jensen K.J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Novel concept for electro-hydrostatic actuators for motion control of hydraulic manipulators. *Energies*. 2021; 14(20): 6566. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566>.
 9. Petrovic G. R., Mattila J. Mathematical modelling and virtual decomposition control of heavy-duty parallel-serial hydraulic manipulators. *Mechanism and Machine Theory*. 2022; 170: 104680. – DOI: <https://doi.org/10.48550/arXiv.2108.05322>.
 10. Xia Y., Nie Y., Chen Z., Lyu L., Hu P., Motion control of a hydraulic manipulator with adaptive nonlinear model compensation and comparative experiments. *Machines*. 2022; 10(3): 214. – DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10030214>.
 11. Han J., Wang F., Sun C. Trajectory tracking control of a manipulator based on an adaptive neuro-fuzzy inference system. *Applied Sciences*. 2023; 13(2):1046. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13021046>.
 12. 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; 9: 153371 - 153381 vol. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3127502>.
 13. 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; 15(15): 5596. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en15155596>.
 14. Seliverstov G.V., Kolomiets K.S., Antsev V.Yu., Antsev N.V. Vzaimosvyaz ustalostnykh i korrozionnykh protsessov pri otsenke resursa nesushchikh metallokonstruktsii gruzopodemnykh mashin [The relationship between fatigue and corrosion processes in assessing the life of load-bearing metal structures of lifting machines]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2021; 3: 132-137. – DOI: <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2021-3-132-137>.
 15. Mokhirev A.P., Kunitskaya O.A., Kalita G.A., Verner N.N., Shvetsova V.V. Otsenka nadezhnosti lesozagotovitel'nogo kharvestera [Assessment of the reliability of the logging harvester]. *Lesnoi vestnik / Forestry Bulletin*. 2022; 26(5): 93-101. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2022-5-93-101>.
 16. Brian C. Delaney, Q. Jane Wang, Vedant Aggarwal, Wei Chen, Ryan D. Evans. A contemporary review and data-driven evaluation of Archard-type wear laws, *Appl. Mech. Rev.* March 2025; 77(2): 022101. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4068297>.
 17. Erişir E., Ararat Ö. & Bilir O.G. Enhancing Wear Resistance of 100Cr6 Bearing Steels by New Heat Treatment Method. *Metall Mater Trans A*. 2022; 53: 850–860. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11661-021-06556-3>.
 18. Zhang M., Ga, J., Han R. et al. Tribological Properties of AISI 52100 Bearing Steel under Different Sliding Distance and Normal Force Conditions. *J. of Materi Eng and Perform.* 2025; 34: 5081–5093. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11665-024-09512-5>.
 19. Dolzhenko A., Pydrin A., Gaidar S., Kaibyshev R., Belyakov A. Microstructure and Strengthening Mechanisms in an HSLA Steel Subjected to Tempforming. *Metals*. 2022; 12: 48. – DOI: <https://doi.org/10.3390/met12010048>.

20. Salvini M., Grill N., Demir E., He S., Martin T., Flewitt P., Mostafavi M., Truman C., Knowles D. Effect of grain boundary misorientation and carbide precipitation on damage initiation: A coupled crystal plasticity and phase field damage study. *International Journal of Plasticity*. 2024; 172: 103854. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2023.103854>.

Сведения об авторах

✉ *Четверикова Ирина Владимировна* – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9726-3218>, e-mail: chivles@rambler.ru.

Попикова Алина Викторовна – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9387-4254>, e-mail: poalinka@mail.ru.

Боровиков Роман Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5872-6291>, e-mail: borovikov_roman@mail.ru.

Зимарин Сергей Викторович – кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6822-624X>, e-mail: teachercd058@vglta.vrn.ru.

Попиков Сергей Константинович – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>, e-mail: sergpopikov@mail.ru.

Information about the authors

✉ *Irina V. Chetverikova* – Candidate of Technical Sciences, assistant professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9726-3218>, e-mail: chivles@rambler.ru.

Alina V. Popikova – Postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9387-4254>, e-mail: poalinka@mail.ru.

Roman G. Borovikov – Candidate of Technical Sciences, assistant professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5872-6291>, e-mail: borovikov_roman@mail.ru.

Sergey V. Zimarin – Candidate of Technical Sciences, assistant professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6822-624X>, e-mail: teachercd058@vglta.vrn.ru.

Sergei K. Popikov – postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Timiryazev str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1176-9804>, e-mail: sergpopikov@mail.ru.

✉ Для контактов / Corresponding author