

Оригинальная статья

DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/14>

УДК 630 : 629.11.02/098



## Имитационное моделирование резонансных явлений при работе рекуперативных гидравлических амортизаторов в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов

Вадим О. Никонов✉, 8888nike8888@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

Валерий И. Посметьев, posmetyev@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

Виктор В. Посметьев, victorvpo@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Владимир А. Зеликов, zelikov-vrn@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0003-2317-9413>

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

В статье решается проблема повышения эффективности лесовозных автопоездов различного компонования при неустановившихся режимах движения в процессе вывозки ими лесоматериалов в условиях недостаточно обустроенных лесовозных дорог. Опыт эксплуатации лесовозного автомобильного транспорта показывает, что большая часть энергии топлива расходуется им на тепловые потери, возникающие в его узлах и системах. Обоснована необходимость снижения потерь энергии в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов путем преобразования этой энергии, накопления и последующего полезного использования. С целью повышения эффективности лесовозных автопоездов предложены перспективные конструкции прицепных звеньев, оснащенных рекуперативными гидравлическими амортизаторами. Для оценки показателей эффективности работы предложенных прицепных звеньев в составе лесовозных автопоездов разработаны математические модели, учитывающие резонансные явления, происходящие при движении по опорной поверхности исследуемых лесовозных автопоездов. Проведение исследования осуществлялось с помощью разработанных компьютерных программ. Оснащение подвесок прицепных звеньев рекуперативными гидравлическими амортизаторами позволяет снизить амплитуду резонансных колебаний для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом с 87 см до 26 см, для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом-ропуском с 27 см до 20 см и для седельного лесовозного автопоезда с 46 см до 33 см. Генерируемая подвеской прицепных звеньев рекуперированная мощность составила для седельного лесовозного автопоезда – 7,8 кВт, для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом-ропуском – 9,1 кВт и для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом – 22,4 кВт. Оптимальное значение коэффициента демпфирования отдельного рекуперативного гидравлического амортизатора составило  $30 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ .

**Ключевые слова:** *имитационное моделирование, лесовозный автомобиль-тягач, прицепное звено, рекуперативный амортизатор, эффективность, лесовозная дорога, подвеска, резонансные колебания, амплитуда вертикальных колебаний, рекуперированная мощность, лесоматериалы*

**Финансирование:** данное исследование не получало внешнего финансирования.

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

**Конфликт интересов:** авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

**Для цитирования:** Имитационное моделирование резонансных явлений при работе рекуперативных гидравлических амортизаторов в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов // Лесотехнический журнал. – 2024. – Т. 14. – № 2 (54). – С. 239–259. – Библиогр.: с. 256–259 (23 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/14>.

*Поступила* 02.05.2024. *Пересмотрена* 22.05.2024. *Принята* 23.05.2024. *Опубликована онлайн* 17.06.2024.

*Article*

## Simulation modeling of resonance phenomena during the operation of regenerative hydraulic shock absorbers in the suspensions of trailing links of timber road trains

Vadim O. Nikonov<sup>1</sup>✉, 8888nike8888@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

Valerii I. Posmetev<sup>1</sup>, posmetev@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

Viktor V. Posmetev<sup>1</sup>, victorvpo@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Vladimir A. Zelikov<sup>1</sup>, zelikov-vrn@mail.ru  <https://orcid.org/0000-0003-2317-9413>

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

### Abstract

The article solves the problem of increasing the efficiency of timber truck trains of different configuration under unsteady driving modes in the process of timber transportation in the conditions of insufficiently equipped forest roads. The experience of operation of forest road transport shows that the most part of fuel energy is spent by it on heat losses arising in its units and systems. The necessity to reduce energy losses in suspensions of trailing links of forest road trains by means of transformation of this energy, accumulation and subsequent useful use is substantiated. In order to increase the efficiency of forest road trains the perspective designs of trailing links equipped with recuperative hydraulic shock absorbers are offered. To assess the performance of the proposed trailing links as part of timber truck trains, mathematical models have been developed that take into account the resonance phenomena occurring during the movement on the supporting surface of the studied timber truck trains. The research was carried out with the help of the developed computer programs. Equipping the suspensions of trailing links with regenerative hydraulic shock absorbers allows reducing the amplitude of resonance vibrations for a forestry tractor-trailer truck from 87 cm to 26 cm, for a forestry tractor-trailer truck from 27 cm to 20 cm and for a forestry truck-trailer combination from 46 cm to 33 cm. The recuperated power generated by the trailer link suspension was 7.8 kW for a truck-trailer combination, 9.1 kW for a forestry tractor-trailer combination, and 22.4 kW for a forestry tractor-trailer combination. The optimum value of the damping coefficient of an individual regenerative hydraulic shock absorber was 30 kN · s/m.

**Keywords:** *simulation modeling, timber hauling vehicle, trailer link, regenerative shock absorber, efficiency, timber road, suspension, resonant vibrations, vertical vibration amplitude, recovered power, timber*

**Funding:** this research received no external funding.

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

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

**For citation:** Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V., Zelikov V. A. (2024). Simulation modeling of resonance phenomena during the operation of regenerative hydraulic shock absorbers in the suspensions of trailing links of timber road trains. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry Engineering journal], Vol. 14, №. 2 (54), pp. 239-259 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/14>.

*Received* 02.05.2024. *Revised* 22.05.2024. *Accepted* 23.05.2024. *Published online* 17.06.2024.

### Введение

К наиболее трудоемкой операции процесса лесозаготовительного производства относится вывозка лесоматериалов. Более половины всего объема заготавливаемых лесоматериалов транспортируется с мест заготовки потребителям лесовозным автомобильным транспортом. В качестве подвижного состава используются лесовозные автопоезда различного компонования, целесообразность применения которых зависит от условий эксплуатации [1-3].

Системы подвесок являются ключевыми компонентами ходовой части прицепных звеньев лесовозных автопоездов, от характеристик которых зависит устойчивость, безопасность и комфортность при движении автопоезда. При осуществлении вывозки древесины по лесовозным дорогам низкого уровня обустроенности лесовозный автомобиль-тягач с прицепным звеном испытывают большие по количеству и величине вертикальные колебания. При определенных сочетаниях скорости движения лесовозного автопоезда, а также уровня обустроенности лесовозных дорог могут возникать резонансные явления, сопровождающиеся резким увеличением амплитуды вертикальных колебаний лесовозного автомобиля-тягача и прицепного звена. Несоввершенство подвески прицепного звена ухудшает плавность хода лесовозного автопоезда, способствует повышению вероятности появления резонансных явлений кузова и колес, снижает эффективность процесса вывозки древесины, увеличивает транспортные расходы, вызывает ускоренный износ агрегатов и систем автопоезда, приводит к более интенсивному разрушению опорной поверхности лесовозной дороги [4-6].

Опыт эксплуатации лесовозного автомобильного транспорта показывает, что большая часть энергии топлива расходуется им на тепловые потери, возникающие в его узлах и системах. На полезную же работу лесовозного автопоезда приходится

по разным оценкам лишь 15-20 % энергии топлива. Сократить расход топлива, и, следовательно, транспортные издержки, затрачиваемые на процесс транспортирования древесины, можно за счет снижения энергетических потерь в лесовозном автопоезде. Снизить резонансные колебания кузова прицепного звена и колес лесовозного автопоезда можно за счет добавления в подвеску демпфирующих и гасящих устройств [7, 8].

В последнее время актуальным направлением, позволяющим снизить потери энергии транспортными средствами, является не только повышение эффективности силовой передачи двигателя, но и рекуперация непродуцированной рассеиваемой тепловой энергии в подвеске. В этой связи отечественными и зарубежными исследователями в настоящее время ведутся разработки, посвященные повышению эффективности различных рекуперативных амортизаторов, используемых в подвесках транспортных средств. Результаты таких исследований приведены во множестве работ таких ученых [9-23].

Ли W. и др. (2023) [9] в своей работе с целью повышения устойчивости и безопасности транспортного средства при движении в сложных дорожных условиях предложили контроллер его ориентации в пространстве, существенно снижающий колебания движения кузова автомобиля, оснащенного последовательными активными подвесками. Активная система подвески обеспечивает управление положением кузова в соответствии с информацией о дорожных условиях для устранения возникающих раскачиваний и вибраций транспортного средства. Несмотря на это проблема высокого энергопотребления и низкой надежности активных подвесок все еще ограничивает их использование. Для исследования устойчивости транспортного средства, оснащенного активными подвесками, при неустановившихся режимах движения в сложных дорожных условиях разработана модель объекта исследования,

с помощью которой выполнен анализ кинематики и динамики движения транспортного средства. Учитывая удары, синусоидальные и случайные дорожные возмущения, предлагаемый контроллер ориентации позволяет уменьшить угловые движения и ускорения транспортного средства на 46 % и 24 % соответственно.

Zhou R. и др. (2023) [10] в своей статье описали предложенную ими компактную конструкцию рекуперативной магнитной подвески, обладающую простотой и удобством в техническом обслуживании и ремонте. Исследование влияния коэффициента электромеханической связи и сопротивления внешней нагрузки на динамические характеристики предлагаемой подвески, позволило установить, что по сравнению с пассивной подвеской, предлагаемая подвеска позволяет более эффективно снижать динамические нагрузки при ударах и периодических возбуждениях. Колебания подвески и относительные динамические нагрузки на шины уменьшаются соответственно на 39,45 % и 41,18 % при периодической частоте 3,3 Гц. Сопротивление внешней нагрузки предлагаемого рекуперативного амортизатора можно использовать для реализации переменного демпфирования системы подвески и снижения воздействия вибрации на резонансной частоте.

Kim Y.-J. и др. (2024) [11] в своем исследовании рассмотрели вопрос влияния изменения неподрессоренной массы при увеличении веса агрегатов полноприводного автомобиля на резонансные явления, протекающие в подвеске автомобиля, и, сопровождающиеся ухудшением комфорта езды, а также снижением устойчивости. Предложен оптимальный регулятор переключения с полуактивным магнитореологическим демпфером. Выполнено компьютерное моделирование, позволившее оценить эффективность изменения комфортности и устойчивости движения на различных по уровню обустроенности типах дорог. Установлено, что резонансная частота поддрессоренной массы при 1 Гц практически одинакова у обычных и полноприводных автомобилей. Однако значительная разница возникает вблизи резонансной частоты неподрессоренной массы. Это связано с тем, что вес неподрессоренной массы увеличивается, и, следовательно,

значение резонансной частоты для неподрессоренной массы уменьшается. Кроме этого, выявлено, что резонанс колес может возникнуть из-за критических скоростей вращения валов автомобиля и пространственной частоты профиля дороги. При уменьшении величины резонансной частоты неподрессоренной массы возрастает вероятность резонанса колес из-за профиля дороги.

Kou F. и др. (2018) [12] в своей работе с целью согласования характеристик демпфирования и рекуперации энергии энергорегенеративной подвески предложили конструкцию полуактивной рекуперативной подвески транспортного средства с электрогидравлическим приводом. Установлено, что при подаче синусоидального сигнала с частотой 2 Гц и амплитудой 30 мм, значение квадрата ускорения пружины оптимизированной полуактивной регенеративной подвески снижается на 22,23 %, а среднеквадратичное значение рекуперированной мощности повышается на 40,54 %. Это обеспечивает удовлетворение требований комфорта езды и безопасности движения.

Krauze P. и Kasprzyk J. (2020) [13] в своей статье исследовали работу управляемого магнитореологического демпфера подвески транспортного средства при его движении в условиях недостаточно обустроенных дорог. Разработана модель транспортного средства, описывающая изменение его основных характеристик при различных неустановившихся режимах движения. Предлагаемая модель имеет семь степеней свободы, описывающих продольное движение транспортного средства, его вертикальные и угловые колебания, а также вращательное и вертикальное движение колес. Предложена методология, связанная с безопасностью движения транспортного средства и основанная на комплексном анализе характеристик проводимости, спектральной плотности, мощности, а также показателей сцепления с дорогой и управляемости транспортного средства.

Lukosevicius V. и др. (2021) [14] в своей работе выполнили оценку параметров устойчивости автомобиля на основе моделирования заданных режимов движения при взаимодействии колес автомобиля с дорогой. Предложена классификация подве-

сок транспортных средств по обобщенным кинематическим свойствам подвески, обеспечивающая предпосылки для разработки универсальных моделей, учитывающих работу подвесок с разнообразными кинематическими свойствами. Разработаны модели, предусматривающие влияние подвески на устойчивость движения автомобиля. Установлено, что изменение работы автомобиля при повышении скорости движения связано не только с эффектом пробуксовки, но и с изменением пространственного положения колес из-за кинематики подвески и несовместимости ее с рулевым управлением.

Han S.-Y. и Liang T. (2022) [15] в своем исследовании предложили стратегию контроля колебаний полуактивной подвески автомобиля. Ее использование дает возможность выполнять динамическую регулировку автомобиля относительно опорной поверхности в зависимости от уровня обустроенности дороги, улучшить комфортность и безопасность при движении. Разработана модель полуактивной подвески автомобиля, выполнено численное моделирование движения транспортного средства по дорогам различного уровня обустроенности. Установлено, что ускорения кузова автомобиля, оснащенного предлагаемой подвеской, при движении по неровностям дороги снизились на 46,93 %. Предложенная стратегия контроля позволяет улучшить характеристики автомобиля с большей эффективностью, чем пассивная подвеска с нечетким управлением.

Guo S. и др. (2023) [16] в своей статье исследовали работу гидравлической интегрированной взаимосвязанной регенеративной подвески, позволяющей одновременно генерировать энергию и улучшать динамику движения автомобиля. Входными параметрами являлись: внутренний диаметр гидроцилиндра, объем гидравлического двигателя, начальное давление в системе, параметры пневмогидроаккумулятора. Критериями эффективности, являлись: комфортность, устойчивость движения, а также среднее значение мощности генерируемой энергии. По сравнению с оптимизированными традиционной подвеской и подвеской со стабилизатором поперечной устойчивости, комфортность движения автомобиля, оснащенного предлагаемой под-

веской улучшена на 22,58 % и 18,41 % соответственно, устойчивость увеличена на 19,46 % и 17,91 %. Максимальная рекуперлируемая мощность достигает не менее 255,1 Вт, комфортность и устойчивость движения улучшаются на 7,35 % и 11,25 % соответственно по сравнению с оптимизированными традиционными конструкциями подвесок автомобилей.

Lu X. и др. (2020) [17] в своей работе рассмотрели особенности и преимущества использования рекуперативной гидравлической подвески. Разработана общая конструктивная схема рекуперативной гидравлической подвески, математическая модель, описывающая работу такой подвески. Выполнен анализ влияния параметров автомобиля на эффективность генерирования подвеской энергии рабочей жидкости. Осуществлена оценка динамических характеристик гидравлического амортизатора. Установлено, что неровности дороги, жесткость шин и скорость движения автомобиля оказывают большее влияние на эффективность процесса рекуперации энергии, в сравнении с влиянием силы демпфирования, жесткости амортизатора и массы колеса. При движении автомобиля со скоростью 60 км/ч, значение рекуперлируемой мощности изменяется в диапазоне от 100 до 400 Вт. Практическое использование рассматриваемой подвески дает возможность улучшить коэффициент использования энергии транспортного средства. Выявлено, что с повышением температуры рабочей жидкости, демпфирующая сила уменьшается, и, как следствие изменяется рекуперлируемая мощность. Демпфирующая сила может быть увеличена за счет повышения амплитуды вибрации при фиксированной угловой скорости или за счет ускорения частоты возбуждения при той же амплитуде вибрации.

Gijon-Rivera C. и Olazagoitia J. L. (2020) [18] в своем исследовании проанализировали различные существующие технологии рекуперации энергии амортизаторами подвесок автомобилей. Предложена методика, позволяющая сравнивать эффективность оцениваемых технологий рекуперации энергии в подвесках автомобилей при их проектировании. Выбор рабочих параметров рекуперативных подвесок основывался на оценке влияния наиболее

значимых факторов, на коэффициент демпфирования. Такими факторами, изменяемыми при моделировании являются режимы движения автомобиля и уровень обустроенности дорог. Определение оптимальных рабочих параметров рекуперативной подвески позволило упростить ее конструкцию, снизить массу, и в конечном итоге сократить транспортные расходы.

Chen L. и др. (2021) [19] в своей статье предложили новую гидравлическую подвеску, позволяющую рекуперировать энергию рабочей жидкости, а также улучшить динамические характеристики автомобиля. Разработана математическая модель функционирования предлагаемой подвески, включающая в себя механическую и гидравлическую подсистемы. Проведен анализ свободных и вынужденных колебаний предлагаемой подвески в сравнении с традиционной конструкцией подвески. Установлено, что при движении транспортных средств, оснащенных новой гидравлической и традиционной подвесками со скоростью 72 км/ч, среднеквадратическое ускорение динамического отклика от неровностей дороги для транспортного средства с традиционной подвеской на 64,91 % выше, чем для транспортного средства с новой гидравлической подвеской. Величина рекуперированной мощности предлагаемой гидравлической подвеской при скорости движения транспортного средства 36 км/ч составляет 186,93 Вт, а при скорости 108 км/ч – 656,9 Вт. При движении транспортных средств с одинаковой скоростью по дороге аналогичного уровня обустроенности, предлагаемая гидравлическая подвеска обеспечивает большую жесткость, особенно при крене автомобиля, поскольку собственная частота крена гидравлической подвески выше, чем у традиционной подвески.

Guntur H. L. и др. (2020) [20] в своей работе рассмотрели метод проектирования гидромагнитно-электрического рекуперативного амортизатора, использование которого позволяет достичь характеристик, близких к традиционным амортизаторам, обеспечить комфортность при движении и максимальное значение рекуперированной мощности. Установлено, что конструктивные параметры гидроцилиндров оказывают существенное влияние на изменение демпфирующих сил, а также на генерируемую

энергию подвеской. Предлагаемый рекуперативный амортизатор для обеспечения оптимальных характеристик сочетает в себе три типа демпфирования (вязкостное, сухое трение и электрическое демпфирование). Математическое моделирование и экспериментальное исследование позволило установить, что максимальное значение генерируемой рекуперативными амортизаторами мощности изменяется от 7 до 14 Вт при периодической входной частоте 1 и 1,5 Гц соответственно.

Krauze P. (2023) [21] в своем исследовании обосновал актуальность разработки управляемых систем подвески транспортных средств, способных в реальном режиме времени адаптироваться к изменяющимся дорожным условиям. Представлен метод идентификации путей сигналов управления полуактивной подвеской с магнитореологическими амортизаторами. Полученные зависимости описывают влияние сил, создаваемых амортизаторами передней подвески, на ускорение изменяемое в средней передней части кузова автомобиля. Результаты идентификации, оцененные в частотной области, выявили несколько резонансов реакции автомобиля, связанных с подвеской и колесами, а также их зависимость от выбранных конструкций амортизаторов и управляющих токов. Полученные модели полуактивной подвески, связанные с управлением, могут быть интегрированы в алгоритм адаптивного управления подвеской.

Huang J. и др. (2020) [22] в своей статье исследовали магнитореологическую регенеративную систему подвески, адаптируемую к различным условиям движения и позволяющую обеспечить требуемые комплексные характеристики подвески, преобразовывать и полезно использовать потенциальную энергию колебаний. Результаты показывают, что использование предлагаемых магнитореологических рекуперативных амортизаторов не меняет собственной резонансной частоты системы подвески, что обеспечивает комфортность при движении и устойчивость управления транспортным средством. Установлено, что значение мгновенной выходной мощности на частоте 1,5 Гц при гармоническом возбуждении достигает 500 Вт. С увеличением частоты и высоты неровностей дороги рекуперированная мощность значительно повышается.

Yaghoubi S. и Ghanbarzadeh A. (2024) [23] в своей статье провели на основе моделирования в программном продукте MATLAB / Simulink оптимизацию параметров системы подвески с целью снижения колебаний автомобиля при неустановившихся режимах движения. Для оптимизации переменных системы подвески использовался алгоритм оптимизации роя частиц. Результаты показали, что добавление магнитоэологических амортизаторов в любом режиме движения снижает колебания автомобиля. Максимальное снижение колебаний автомобиля достигалось при оптимальных параметрах подвески автомобиля, величина целевой функции в этом состоянии была улучшена на 32 %.

Анализ приведенных научных работ позволил установить, что все они направлены на: повышение безопасности движения транспортного средства; улучшение комфортности и устойчивости при движении автомобиля; увеличение мощности генерируемой энергии подвеской; уменьшение вибраций и колебаний; упрощение конструкции подвески; повышение демпфирующей силы подвески; снижение транспортных расходов; сведение к минимуму динамических нагрузок и резонансных явлений; сокращение расхода топлива; оптимизацию рабочих и конструктивных параметров подвески; уменьшение массы и габаритных размеров подвески; обеспечение удобства в техническом обслуживании и ремонте.

Проведенный анализ статей позволил установить, что реализация перечисленных показателей может достигаться за счет разработки и исследования: рекуперативных гидравлической и электрогидравлической интегрированных взаимосвязанных подвесок; активных подвесок транспортных средств; магнитных демпферов с энергосберегающим эффектом; контроллеров ориентации за движением кузова автомобиля; регуляторов переключения

для полуактивных магнитоэологических амортизаторов; управляемых систем подвески транспортных средств, позволяющих в реальном режиме времени адаптироваться к изменяющимся дорожным условиям.

Результаты исследований, выполненные авторами статьи, позволили предложить конструкции прицепных звеньев лесовозных автопоездов, подвески которых оснащены рекуперативными гидравлическими амортизаторами (рис. 1). Работа таких подвесок прицепных звеньев основана на преобразовании, накоплении и использовании энергии колебаний при переходных режимах движения лесовозного автопоезда. Оснащение прицепных звеньев такими рекуперативными гидравлическими амортизаторами дает возможность не только генерировать энергию рабочей жидкости, но и подавлять резонансные колебания.

Целью работы, является оценка эффективности рекуперативных гидравлических амортизаторов, установленных в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов на предмет снижения амплитуды резонансных вертикальных колебаний его звеньев и характер изменения рекуперированной мощности.

Цель работы достигается за счет: разработки математических моделей, учитывающих резонансные явления, происходящие при движении по опорной поверхности рассматриваемых лесовозных автопоездов; разработки трех компьютерных программ, позволяющих исследовать изменение амплитуды вертикальных колебаний прицепных звеньев автопоезда; оценки эффективности системы рекуперации энергии рекуперативными гидравлическими амортизаторами подвески.

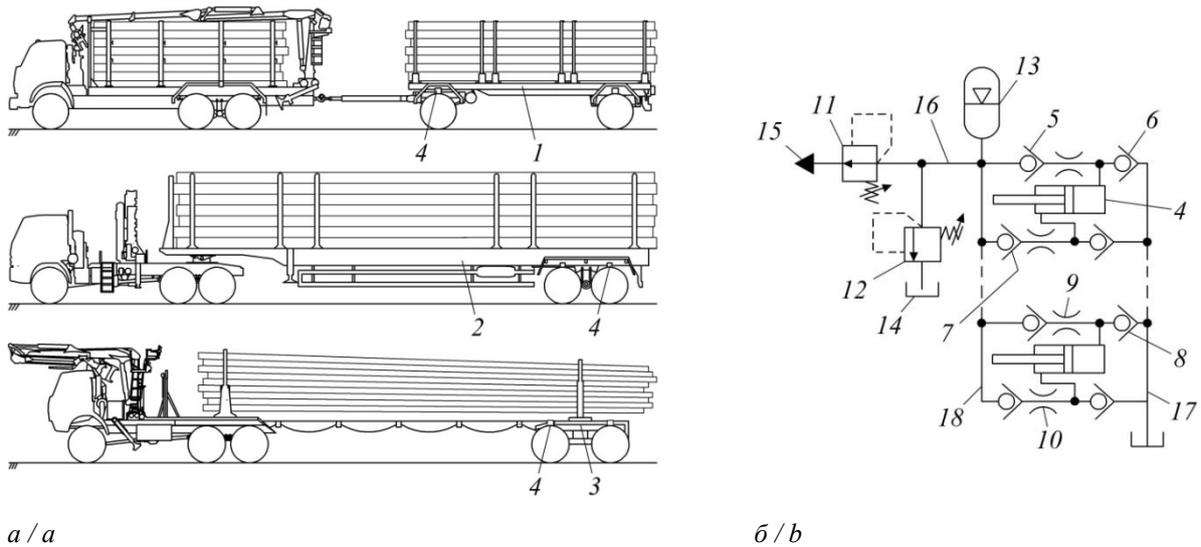


Рисунок 1. Схемы лесовозных автомобилей-тягачей с прицепными звеньями, оснащенными рекуперативными амортизаторами – а и гидропривод, управляющий работой рекуперативных гидравлических амортизаторов – б; 1-3 – прицепные звенья лесовозных автопоездов; 4 – гидравлические амортизаторы; 5-8 – обратные клапаны; 9, 10 – дроссели; 11, 12 – редукционный и предохранительный клапаны; 13 – пневмогидравлический аккумулятор; 14 – гидробак; 15 – порт подачи рабочей жидкости потребителю; 16-18 – соединительные трубопроводы

Figure 1. Schemes of forest tractor-trailers with trailing links equipped with regenerative shock absorbers – а and hydraulic drive controlling the operation of regenerative hydraulic shock absorbers – б; 1-3 – trailing links of forest trains; 4 – hydraulic shock absorbers; 5-8 – check valves; 9, 10 – throttles; 11, 12 – reducing and safety valves; 13 – pneumohydraulic accumulator; 14 – hydraulic tank; 15 – port for supplying working fluid to the consumer; 16-18 – connecting pipelines

Источник: собственная схема авторов  
Source: authors' own scheme

### Материалы и методы

#### Предмет и объект исследования

Объектом исследования в данной работе являются процессы рекуперации энергии рекуперативными гидравлическими амортизаторами, а также резонансные режимы вертикальных колебаний, возникающие в прицепных звеньев лесовозных автопоездов.

В качестве предмета исследования выступают закономерности изменения параметров рекуперативных гидравлических амортизаторов и амплитудно-частотных характеристик от времени, частоты воздействия со стороны опорной поверхности, а также от коэффициента демпфирования.

#### Дизайн эксперимента и сбор данных

Для моделирования изменения амплитуды резонансных колебаний прицепных звеньев, рас-

считываемых лесовозных автопоездов использовались методы классической механики. В рамках математической модели лесовозные автопоезда представлялись совокупностью перемещающихся в трехмерном пространстве отдельных тел, соединенных между собой, с подвеской, колесами и опорной поверхностью лесовозной дороги с заданными параметрами уровня обустроенности. При исследовании различных по компонованию лесовозных автопоездов принимались следующие допущения: автопоезд состоял из трехосного лесовозного автомобиля-тягача и двухосного прицепного звена; масса вывозимых лесоматериалов рассматриваемыми автопоездами была принята одинаковой и составляла 20 т; масса лесовозных автомобилей-тягачей для всех трех схем компонования составляла 7,5 т.

Расчетные схемы, по которым выполнялось построение математических моделей для лесовозных автопоездов рассматриваемого компонования, приведены на рис. 2. Представление в математических моделях рассматриваемых лесовозных автопоездов, аналогично описаниям, приведенным в ранее опубликованных работах авторов [4-8].

Для описания возмущающегося воздействия лесовозной дороги на прицепные звенья лесовозного автопоезда использовалась упруго-вязкая модель колеса. Ее главной особенностью является упрощение рассматриваемой системы «опорная поверхность – колесо – подвеска» до более простой, описываемой коэффициентами жесткости и демпфирования.

Сила, действующая со стороны колеса на раму прицепного звена лесовозного автопоезда, рассчитывалась по следующей формуле:

$$F_i^z = c_i (z_{\text{surf},i}(x_i, y_i) + R_{\text{wh},i} - z_{\text{wh},i}) - d_i \left( \frac{\partial z_{\text{surf},i}(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{\text{wh},i}}{\partial t} \right), \quad (1)$$

где  $i$  – порядковый номер колеса;  $z_{\text{surf},i}(x, y)$  – вертикальная координата опорной поверхности лесовозной дороги под колесом, равная координате нижней точки колеса;  $z_{\text{wh},i}$  – вертикальная координата точки крепления колеса к лесовозному автопоезду;  $R_{\text{wh},i}$  – радиус колеса;  $c_i$ ,  $d_i$  – коэффициенты жесткости и демпфирования.

Для создания резонансных режимов движения лесовозного автопоезда необходимо было обеспечить в модели близость частот вынуждающей силы со стороны опорной поверхности лесовозной дороги и собственных колебаний прицепного звена. Для создания периодических возмущающих воздействий опорная

поверхность лесовозной дороги имела синусоидальный профиль  $z(x, y)$  с заданным периодом  $L$  следования синусоидальных выступов и впадин:

$$z(x, y) = h_{\text{road}} \sin \left( 2\pi f \frac{x}{v} \right) = h_{\text{road}} \sin \left( 2\pi \frac{x}{L} \right), \quad (2)$$

где  $h_{\text{road}}$  – амплитуда синусоидальных колебаний опорной поверхности лесовозной дороги;  $f$  – частота вынуждающих колебаний, действующих на раму прицепного звена лесовозного автопоезда со стороны колес;  $v$  – скорость движения лесовозного автопоезда в направлении  $x$  (в большинстве компьютерных экспериментов скорость составляла 20 км/ч). Если лесовозный автопоезд движется с заданной скоростью  $v$ , частота вынуждающих колебаний рассчитывается по формуле  $f = v/L$ .

Функционирование рекуперативных гидравлических амортизаторов моделировалось косвенным образом, путем увеличения коэффициентов демпфирования подвески  $d_i$  прицепного звена автопоезда. Для многих конструкций рекуперативных гидравлических амортизаторов основной эффект оказывается линейным относительно скорости движения оси колеса лесовозного автопоезда относительно рамы, поэтому коэффициент демпфирования в математических моделях представлялся в виде суммы коэффициента демпфирования без рекуперативных гидравлических амортизаторов  $d_{i0}$  и дополнительного коэффициента демпфирования, обеспечиваемого рекуперативным амортизатором  $d_{iP}$ :

$$d_i = d_{i0} + d_{iP}. \quad (3)$$

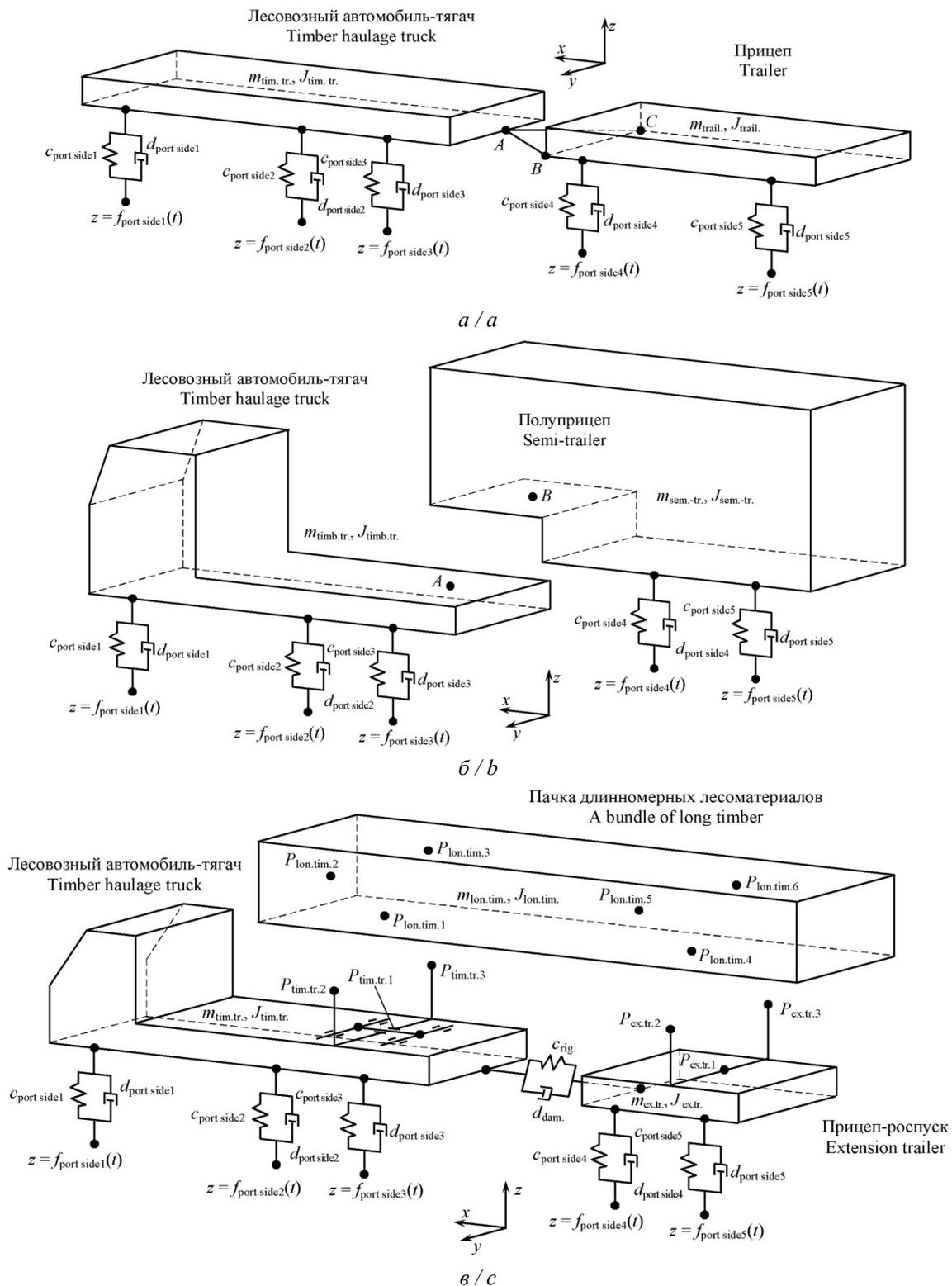


Рисунок 2. Расчетные схемы для построения математических моделей: а-в – лесовозные автопоезда рассматриваемого компонента

Figure 2. Calculation schemes for building mathematical models: a-c – timber haulers road trains of the considered configuration

Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own scheme

Для колес прицепного звена лесовозного автопоезда базовый коэффициент демпфирования был принят 8 кН·с/м, коэффициент демпфирования рекуперативных гидравлических амортизаторов 20 кН·с/м.

Такое представление рекуперативных гидравлических амортизаторов позволяет, с одной стороны, отобрать энергию колебаний рамы прицепного звена, а с другой стороны, рассматривать эту энергию как генерируемую такими амортизаторами. При этом мгновенная рекуперированная мощность  $N_{recov.ins}$  рассчитывается по формуле

$$N_{recov.ins} = \sum_{i=1}^{n_{wh}} d_{iP} \left( \frac{\partial z_{surf,i}(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{wh,i}}{\partial t} \right)^2, \quad (4)$$

где  $i$  – номер колеса и соответствующей подвески, в которой установлен рекуперативный амортизатор;  $n_{wh}$  – количество колес и соответствующих подвесок, в которых установлены рекуперативные амортизаторы.

При исследовании далее резонансных явлений и эффективности системы рекуперации используются следующие показатели: амплитуда вертикальных колебаний прицепного звена  $A_z$  и среднее значение рекуперированной мощности  $N_{recov}$ .

Амплитуда вертикальных колебаний прицепного звена  $A_z$  определялась следующим образом:

$$A_z = \max_{\tau_1 < \tau < \tau_2} z_{trail,\tau} - \min_{\tau_1 < \tau < \tau_2} z_{trail,\tau}, \quad (5)$$

где  $\tau$  – номер шага интегрирования по времени;  $z_{trail,\tau}$  – вертикальная координата центра тяжести прицепного звена автопоезда;  $\tau_1$  и  $\tau_2$  – номера шагов интегрирования в пределах, которых выполняется измерение амплитуды вертикальных колебаний.

Шаг  $\tau_1$  соответствовал времени 10 с и определялся от начального момента выполнения эксперимента в компьютерной программе. К этому времени модельный лесовозный автопоезд приходил в состояние динамического равновесия. Шаг  $\tau_2$  соответствовал времени 16 с, что позволяло за 6 с воспроизвести несколько вертикальных колебаний прицепного звена и определить минимальную и максимальную высоту положения центра тяжести.

Средняя мощность  $N_{recov}$ , генерируемая рекуперативными гидравлическими амортизаторами подвесок прицепного звена определялась путем усреднения мгновенной мощности

$$N_{recov} = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \sum_{\tau=\tau_1}^{\tau_2} N_{recov.ins}(\tau). \quad (6)$$

При дальнейшем обсуждении благоприятными режимами являются такие режимы движения, в которых амплитуда вертикальных колебаний  $A_z$  минимальна и рекуперированная мощность  $N_{recov}$  максимальна.

Для исследования резонансных явлений, проявляющихся при движении лесовозных автопоездов рассматриваемого компонования, разработаны три компьютерные программы, интерфейсные формы которых приведены на рис. 3. Такие программы позволяют моделировать движение лесовозных автопоездов по синусоидальной опорной поверхности с заданными параметрами неровностей, а также оценивать эффективность рекуперированной энергии амортизаторами прицепных звеньев и снижение амплитуды их вертикальных колебаний.

Проведение теоретического исследования было основано на выполнении серии компьютерных экспериментов, при которых последовательно изменяли входные параметры модели (в частности период  $L$  синусоидального профиля опорной поверхности). При выполнении каждого компьютерного эксперимента задавали период  $L$  синусоидального профиля опорной поверхности, который соответствовал заданной частоте вынуждающей силы  $f$  при рассматриваемой скорости  $v$  движения лесовозного автомобиля-тягача с прицепным звеном.

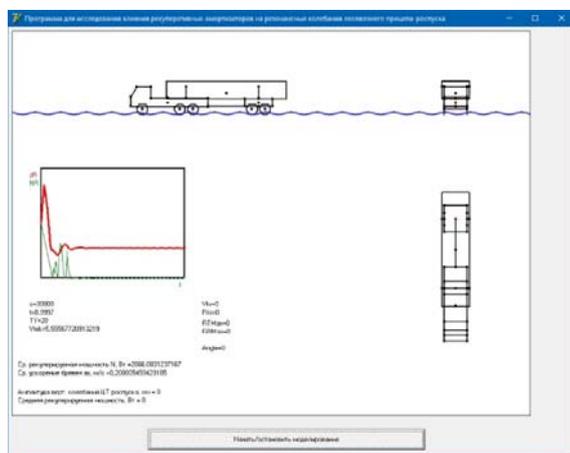
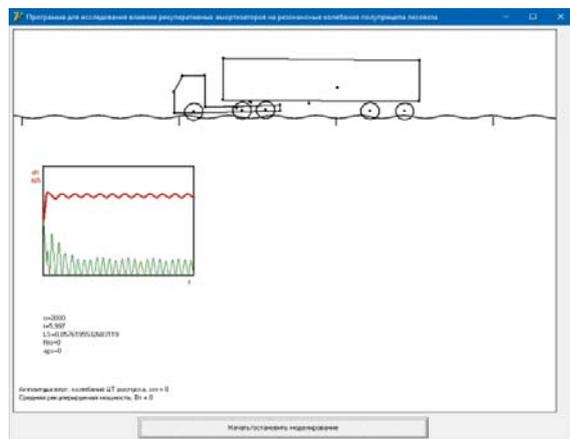
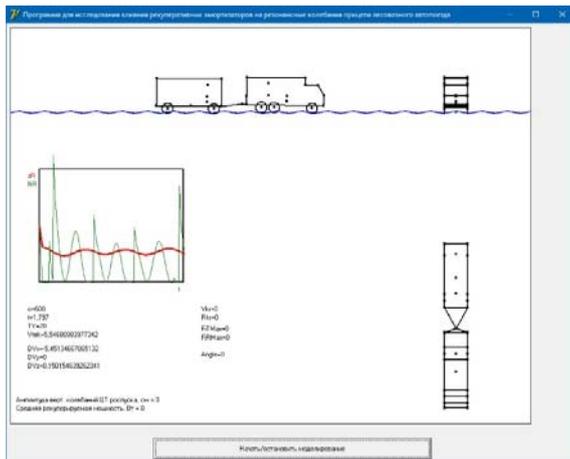


Рисунок 3. Интерфейсные формы вывода результатов компьютерных экспериментов

Figure 3. Interface output forms results of computer experiments

Источник: собственная схема авторов  
Source: authors' own scheme

В начальный момент времени проведения компьютерного эксперимента лесовозный автомобиль-тягач и прицепное звено размещались на высоте 1,5 м над опорной моделируемой поверхностью лесовозной дороги. Продольная скорость  $v$  движения лесовозного автопоезда в течение всего компьютерного эксперимента выдерживалась постоянной.

В первые секунды после начала компьютерных экспериментов, лесовозный автомобиль-тягач с прицепным звеном опускался на опорную поверхность, автопоезд совершал затухающие колебания и приходил в состояние динамического равновесия. После лесовозный автопоезд совершал периодические вертикальные колебания в зависимости от характеристик опорной поверхности синусоидального профиля. Далее в интервале времени от 10 до 16 с осуществлялось наблюдение за модельным лесовозным автомобилем-тягачом с прицепным звеном, а также расчет показателей эффективности  $A_z$  и  $N_{\text{recov}}$ .

Анализ резонансных явлений проводился с помощью амплитудно-частотных характеристик колебаний, в частности зависимостей амплитуды  $A_z$  колебаний от частоты  $f$  вертикальных колебаний. Для получения каждого спектра было выполнено по 37 компьютерных экспериментов с изменяемыми периодами синусоидального рельефа опорной поверхности, соответствующими необходимым значениям частот  $f$  вертикальных колебаний. Во всех компьютерных экспериментах горизонтальная скорость лесовозного автомобиля-тягача с прицепным звеном была постоянной – 20 км/ч. При этом, компьютерные эксперименты проводились, как для случая отсутствия рекуперативных амортизаторов в подвесках прицепных звеньев (рис. 4), так и для случая оснащения подвесок прицепных звеньев рекуперативными амортизаторами (рис. 5).

## Результаты

При небольших значениях частот  $f$  амплитуда вертикальных колебаний на всех амплитудно-частотных характеристиках составляет 20 см, так как из-за большой протяженности соответствующих частотам 0,1-0,3 Гц синусоидальных неровностей опорной поверхности движение центра тяжести прицепного звена автопоезда практически копирует профиль опорной поверхности лесовозной

дороги (рис. 4, *a* и рис. 5, *a*). В области высоких частот от 5 до 6 Гц протяженность неровностей опорной поверхности мала и достигает порядка 0,5 м, что меньше диаметра колеса, поэтому такие высокочастотные колебания поглощаются рекуперативными гидравлическими амортизаторами подвески и центр тяжести прицепного звена практически не колеблется (в рассматриваемом случае амплитуда колебаний изменяется от 3 до 6 см). Если в отсутствии резонанса амплитуда колебаний прицепа не превышает 20 см, то в резонансных режимах амплитуда колебаний может достигать 87 см для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом (рис. 4, *a* и рис. 5, *a*), 46 см для лесовозного тягача с полуприцепом (рис. 4, *b* и рис. 5, *b*), 27 см для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом-ропуском (рис. 4, *в* и рис. 5, *в*).

Резонансный пик явно выражен для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом при значении частоты вынуждающей силы, равной 1,2 Гц, для седельного лесовозного автопоезда – 0,8 Гц и для тягача с прицепом-ропуском – 0,9 Гц.

Необходимо отметить существенное отличие колебаний рассматриваемых прицепных звеньев лесовозных автопоездов. По причине того, что оси прицепа лесовозного автопоезда разнесены на расстояние 6 м (для двух других прицепных звеньев автопоезда оси расположены рядом), вертикальная вынуждающая сила может действовать как в одной фазе, так и в противофазе, а также с промежуточными сдвигами фаз. Из-за этого могут происходить разные виды колебаний от вертикального колебания прицепа без наклона до колебания угла

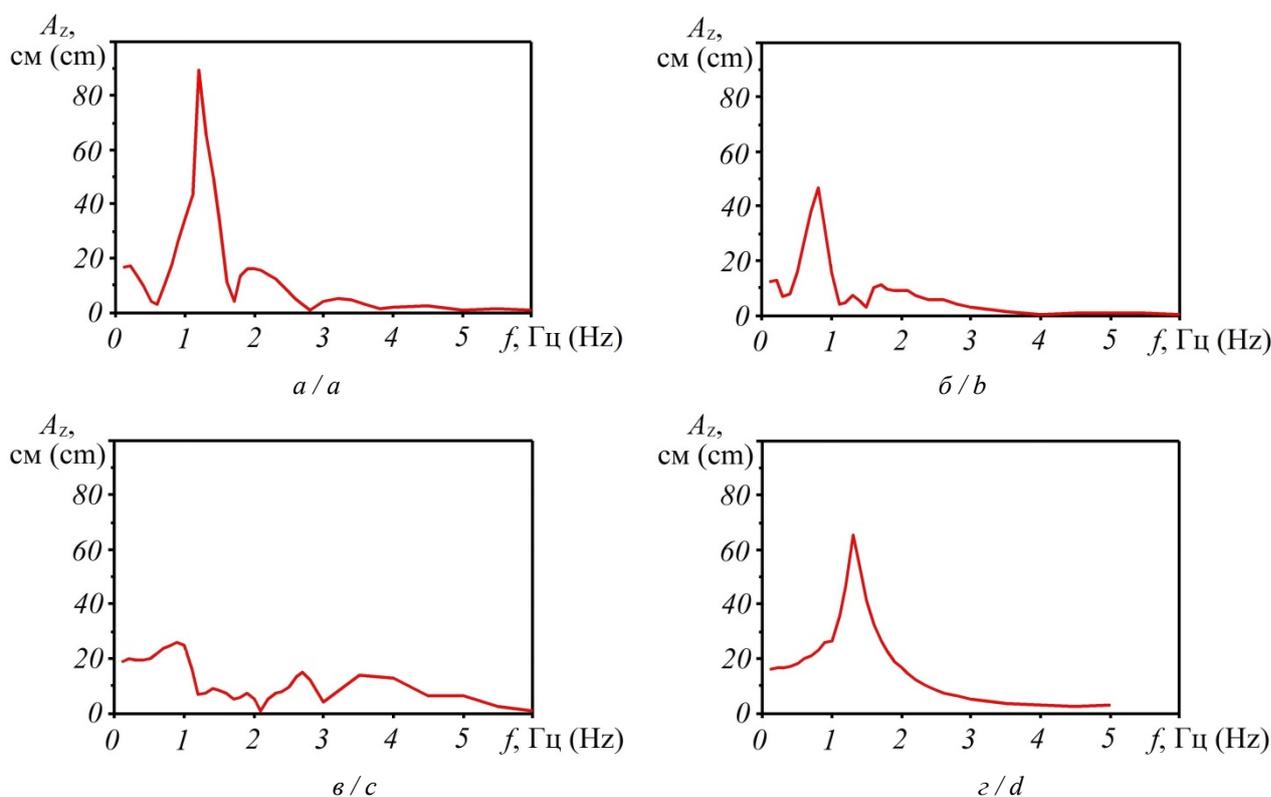


Рисунок 4. Зависимости амплитуды вертикальных колебаний  $A_z$  прицепных звеньев лесовозных автопоездов без рекуперативных амортизаторов от частоты воздействия  $f$  со стороны опорной поверхности лесовозной дороги: *a, г* – лесовозный автомобиль-тягач с прицепом; *б* – лесовозный тягач с полуприцепом; *в* – лесовозный тягач с прицепом-ропуском

Figure 4. Dependences of the amplitude of vertical vibrations  $A_z$  of the trailed links of logging road trains without regenerative shock absorbers on the frequency of impact  $f$  from the supporting surface of the logging road: *a, d* – logging vehicle-tractor with a trailer; *b* – timber tractor with semi-trailer; *c* – timber tractor with trailer

Источник: собственные вычисления авторов  
 Source: authors' own calculations

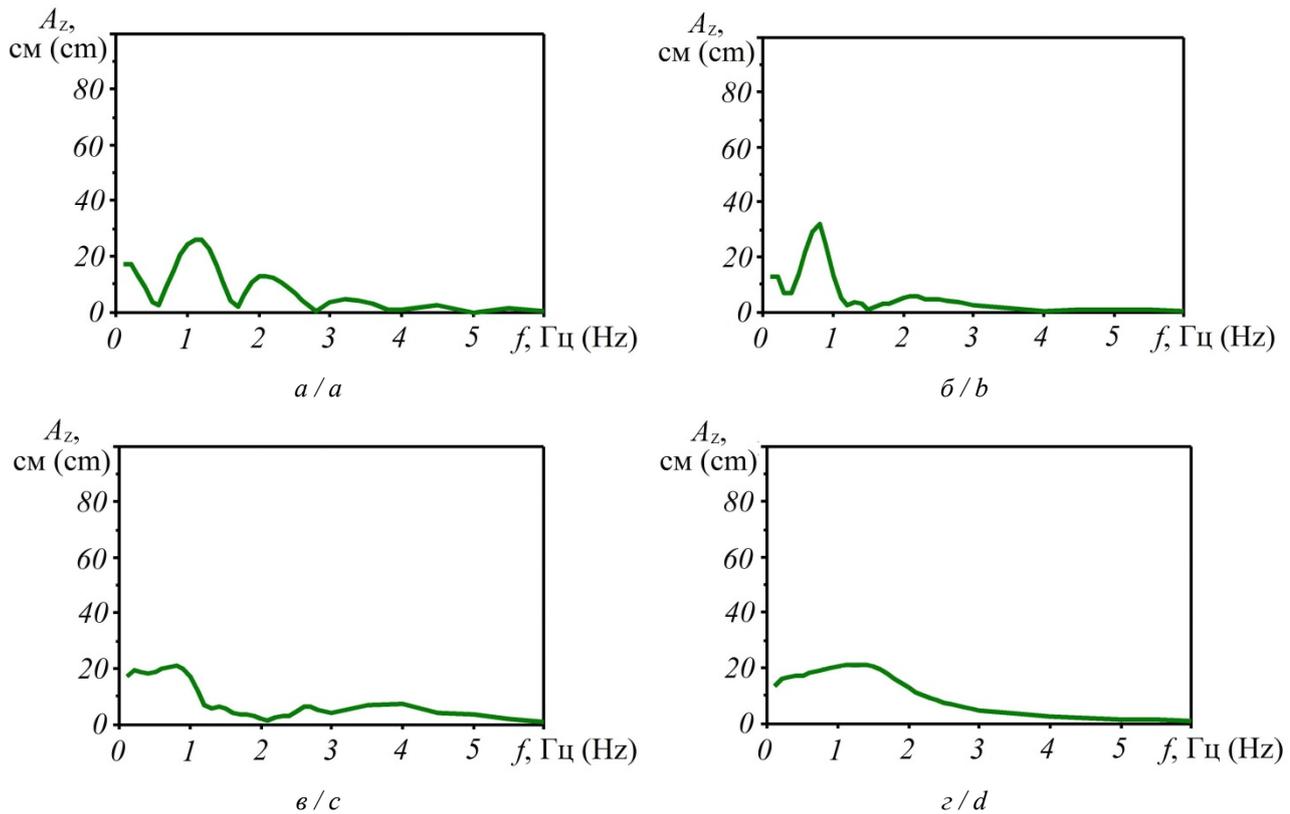


Рисунок 5. Зависимости амплитуды вертикальных колебаний  $A_z$  прицепных звеньев лесовозных автопоездов с рекуперативными амортизаторами от частоты воздействия  $f$  со стороны опорной поверхности лесовозной дороги:  $a, z$  – лесовозный автомобиль-тягач с прицепом;  $b$  – лесовозный тягач с полуприцепом;  $в$  – лесовозный тягач с прицепом-ропуском

Figure 5. Dependences of the amplitude of vertical oscillations  $A_z$  of the trailed links of logging road trains with regenerative shock absorbers on the frequency of impact  $f$  from the supporting surface of the logging road:  $a, d$  – logging vehicle-tractor with a trailer;  $b$  – timber tractor with semi-trailer;  $c$  – timber tractor with trailer

Источник: собственные вычисления авторов

Source: authors' own calculations

наклона без изменения вертикальной координаты центра тяжести. В этой связи на спектре наблюдается четыре явных резонансных пика (рис. 4,  $a$  и рис. 5,  $a$ ), а на зависимости рекуперированной мощности  $N_{recov.}$  от частоты  $f$  наблюдаются высокие пики в диапазоне частот от 2,5 до 6 Гц (рис. 6,  $a$ ). Для лесовозного тягача с полуприцепом и лесовозного тягача с прицепом-ропуском из-за близкого расположения осей происходят практически только вертикальные колебания прицепного звена без существенного изменения его угла наклона. Из-за этого зависимости амплитуды  $A_z$  колебаний и рекуперированной мощности  $N_{recov.}$  от частоты  $f$  вертикальных колебаний имеют более простую форму (рис. 4-6,  $б, в$ ).

Сравнивая амплитудно-частотные характеристики для случаев отсутствия (рис. 4) и наличия (рис. 5) в прицепных звеньях рекуперативных гидравлических амортизаторов, можно сделать вывод, что их установка дает возможность существенно снизить амплитуду резонансных колебаний: для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом с 87 до 26 см, для лесовозного тягача с полуприцепом с 46 до 33 см и для лесовозного тягача с прицепом-ропуском с 27 до 20 см. По зависимостям средней рекуперированной мощности  $N_{recov.}$  от частоты  $f$  (рис. 5,  $a-в$ ) можно сделать вывод, что рекуперативные гидравлические амортизаторы в прицепных звеньях лесовозных автопоездов позволяют при определенных

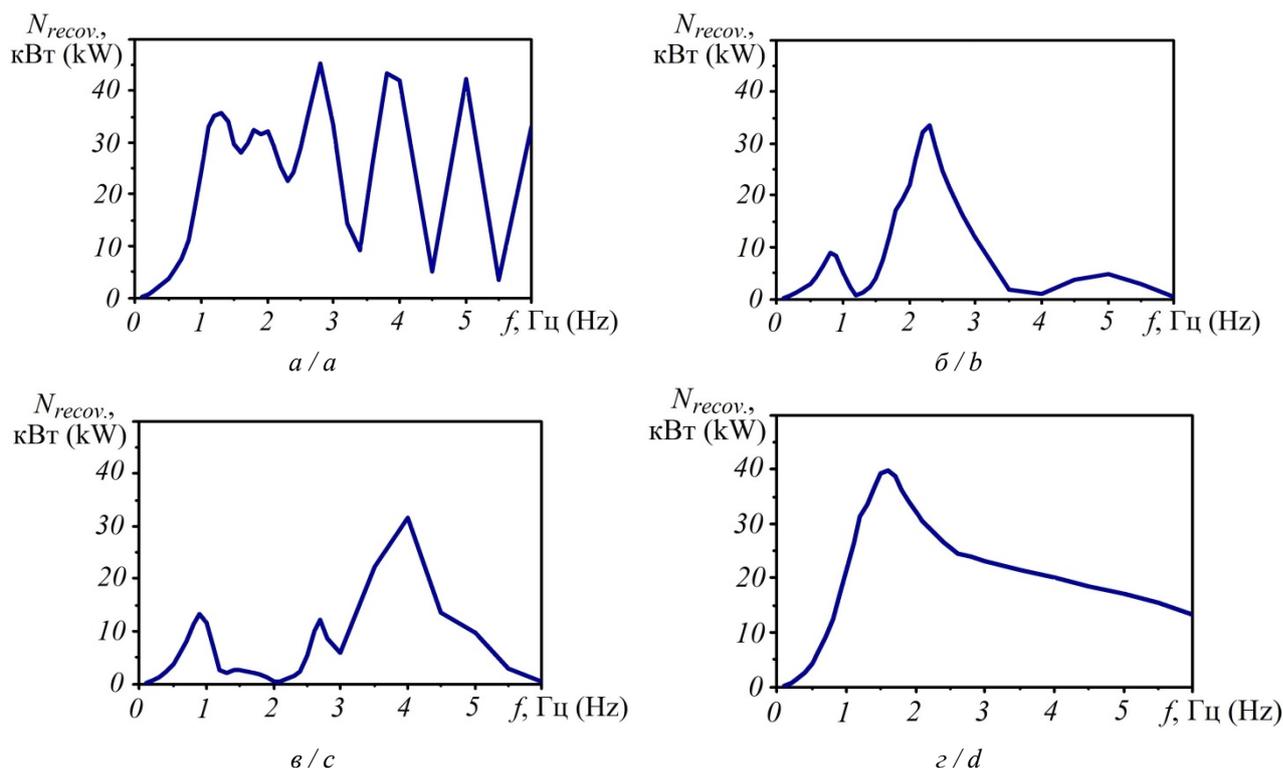


Рисунок 6. Зависимости рекуперированной мощности  $N_{recov.}$  амортизаторами прицепных звеньев лесовозных автопоездов от частоты воздействия  $f$  со стороны опорной поверхности лесовозной дороги:  $a, z$  – лесовозный автомобиль-тягач с прицепом;  $b$  – лесовозный тягач с полуприцепом;  $v$  – лесовозный тягач с прицепом-ропуском

Figure 6. Dependencies of recovered power  $N_{recov.}$  shock absorbers of trailed links of timber road trains depending on the frequency of impact  $f$  from the side of the supporting surface logging road:  $a, d$  – logging vehicle-tractor with a trailer;  $b$  – timber tractor with semi-trailer;  $c$  – timber tractor with trailer

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

частотах колебаний генерировать от 31 до 45 кВт мощности (при постоянной скорости движения лесовозного автопоезда, равной 20 км/ч). Несмотря на то, что в режиме резонанса (при частоте от 0,8 до 1,2 Гц) зависимость рекуперированной мощности  $N_{recov.}$  от частоты  $f$  вертикальных колебаний имеет локальный пик (от 9 до 36 кВт), наибольшая рекуперированная мощность  $N_{recov.}$  наблюдается при более высоких частотах от 2,3 до 4 Гц. Усредненная по исследуемому диапазону частот рекуперированная мощность  $N_{recov.}$  составляет 22,4 кВт для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом, 7,8 кВт для лесовозного тягача с полуприцепом и 9,1 кВт для тягача с прицепом-ропуском.

### Обсуждение

Для построения амплитудно-частотной характеристики необходимо варьировать частоту вынуждающей силы и измерять амплитуду колебаний. Выше варьирование частоты производилось путем изменения периода синусоидального профиля поверхности дороги при постоянной скорости движения автопоезда 20 км/ч. Возможен другой способ варьирования частоты вынуждающей силы: изменение скорости движения лесовозного автопоезда при фиксированных параметрах синусоидальной опорной поверхности. Проведена серия компьютерных экспериментов только для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом, в которой варьировали скорость на 34 уровнях при постоянном периоде синусоиды опорной поверхности  $L = 2,778$  м так, чтобы частота

вынуждающей силы попадала в тот же диапазон от 0,1 до 6 Гц (рис. 4-6, з). Как можно было ожидать, полученные принципиально различными способами амплитудно-частотные характеристики в целом различаются. В то же время можно выделить общие особенности, которые, по всей вероятности, являются фундаментальными для резонанса лесовозного автопоезда. Основной резонансный пик проявляется практически при той же частоте 1,3 Гц (для первого способа построения амплитудно-частотной характеристики – 1,2 Гц). Использование рекуперативных гидравлических амортизаторов позволяет снизить резонансную амплитуду колебаний на 68 % с 65 до 21 см (для первого способа построения амплитудно-частотной характеристики на 70 % с 87 до 26 см). Рекуперлируемая мощность в резонансном режиме составляет 40 кВт (ранее 36 кВт). Усредненная по частотам рекуперлируемая мощность составляет 16,5 кВт (ранее 22,4 кВт).

В зависимости от конструкции и параметров рекуперативных амортизаторов они могут обеспечивать различные значения дополнительного коэффициента демпфирования  $d_p$  (рис. 7).

Для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом проведена серия компьютерных экспериментов, в которой варьировали коэффициент демпфирования  $d_p$  от 0 до 70 кН·с/м на 14 различных уровнях. При этом частота вынуждающей силы 1,2 Гц соответствовала основному резонансному пику амплитудно-частотной характеристики. Обнаружено, что с увеличением коэффициента демпфирования  $d_p$  от

0 до 30 кН·с/м амплитуда  $A_z$  вертикальных колебаний прицепа резко уменьшается с 87 до 20 см (рис. 7, а). При дальнейшем увеличении коэффициента демпфирования  $d_p$  от 30 до 70 кН·с/м амплитуда  $A_z$  уменьшается слабее – от 20 до 11 см. Рекуперлируемая мощность  $N_{recov.}$  имеет максимальное значение около 35 кВт в диапазоне коэффициентов демпфирования от 10 до 30 кН·с/м (рис. 7, б). При этом статистическая достоверность границ доверительного интервала составила 0,95, а статистическая надежность границ интервала прогнозирования – 0,95. Оптимальный коэффициент демпфирования отдельного рекуперативного гидравлического амортизатора составляет 30 кН·с/м. При этом амплитуда резонансных вертикальных колебаний снижается с 87 до 20 см, а рекуперлируемая мощность имеет практически максимальное значение 34 кВт.

Результаты, приведенные в данной статье, могут быть использованы в процессе проектирования аналогичных рекуперативных гидравлических амортизаторов, устанавливаемых в прицепных звеньях лесовозных автопоездов. Последующее исследование будет связано с экспериментальной проверкой математической модели, представленной в статье, для более детального изучения влияния возможных неустановившихся режимов движения лесовозных автопоездов в изменяющихся сложных дорожных условиях на процесс генерирования энергии рабочей жидкости, а также изменение динамических характеристик автопоездов.

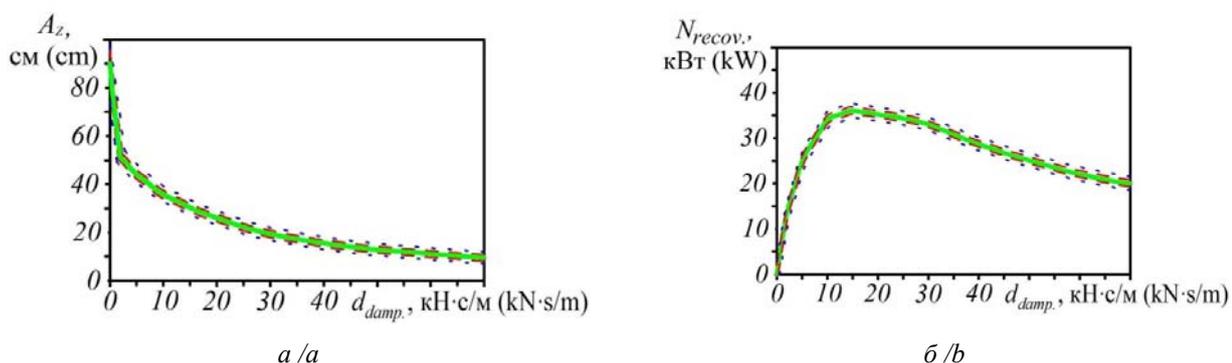


Рисунок 7. Зависимости амплитуды вертикальных колебаний  $A_z$  лесовозного автопоезда – а и рекуперлируемой мощности  $N_{recov.}$  амортизаторами прицепа – б от коэффициента демпфирования  $d_{damp}$ .

Figure 7. Dependences of the amplitude of vertical oscillations  $A_z$  of a timber road train – а and the recovered power  $N_{recov.}$  trailer shock absorbers – б from the damping coefficient  $d_{damp}$ .

Источник: собственная схема авторов / Source: authors' own scheme

### Заключение

Анализ приведенных научных работ позволил установить, что все они направлены на: повышение безопасности движения транспортного средства; улучшение комфортности и устойчивости при движении автомобиля; увеличение мощности генерируемой энергии подвеской; уменьшение вибраций и колебаний; упрощение конструкции подвески; повышение демпфирующей силы подвески; снижение транспортных расходов; сведение к минимуму динамических нагрузок и резонансных явлений; сокращение расхода топлива; оптимизацию рабочих и конструктивных параметров подвески; уменьшение массы и габаритных размеров подвески; обеспечение удобства в техническом обслуживании и ремонте. Проведенный анализ статей позволил установить, что реализация перечисленных показателей может достигаться за счет разработки и исследования: рекуперативных гидравлической и электрогидравлической интегрированных взаимосвязанных подвесок; активных подвесок транспортных средств; магнитных демпферов с энергосберегающим эффектом; контроллеров ориентации за движением кузова автомобиля; регуляторов переключения для полуактивных магнитореологических амортизаторов; управляемых систем подвески транспортных средств, позволяющих в реальном режиме времени адаптироваться к изменяющимся дорожным условиям.

Разработана математическая модель, позволяющая исследовать резонансные режимы вертикальных колебаний и влияния на них параметров системы рекуперации при движении лесовозных автопоездов в условиях недостаточно обустроенных лесовозных дорог. Разработаны три компьютерные программы для исследования эффективности рекуперативных гидравлических амортизаторов, установленных в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов, а также влияние этих амортизаторов на снижение резонансных явлений.

Установлено, что при движении лесовозного автопоезда со скоростью 20 км/ч по опорной поверхности модельной лесовозной дороги с синусоидальным профилем и амплитудой синусоиды 0,1 м наблюдается резонансное увеличение амплитуды

колебаний центра тяжести прицепа лесовозного автопоезда до 87 см при частоте вынуждающей силы 1,2 Гц, до 46 см для полуприцепа лесовозного автопоезда при частоте 0,8 Гц и до 27 см для прицепа-ропуски лесовозного автопоезда при частоте 0,9 Гц. Оснащение подвесок прицепных звеньев рекуперативными гидравлическими амортизаторами позволяет снизить амплитуду резонансных колебаний для тягача с прицепом-ропуском с 27 до 20 см, для лесовозного автомобиля-тягача с прицепом с 87 до 26 см и для седельного автопоезда с 46 до 33 см.

Рекуперативные амортизаторы, установленные в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов, позволяют при определенных частотах колебаний при движении автопоезда с постоянной скоростью 20 км/ч генерировать от 31 до 45 кВт мощности. Несмотря на то, что в режиме резонанса (при частоте от 0,8 до 1,2 Гц) зависимость генерируемой рекуперированной мощности от частоты имеет локальный пик в диапазоне от 9 до 36 кВт, наибольшее значение рекуперированной мощности наблюдается при частотах в диапазоне от 2,3 до 4 Гц. Установлено, что среднее значение рекуперированной мощности составляет 22,4 кВт для лесовозного тягача с прицепом, 7,8 кВт для седельного автопоезда и 9,1 кВт для тягача с прицепом-ропуском. Для контроля амплитудно-частотных характеристик построены другим способом варьирования частоты вынуждающей силы, путем изменения скорости движения лесовозного автопоезда при фиксированных параметрах синусоидальной опорной поверхности модельной лесовозной дороги. При этом основные характеристики резонанса и показатели эффективности рекуперативных гидравлических амортизаторов изменились не более чем на 10 %. Оптимальный коэффициент демпфирования отдельного рекуперативного гидравлического амортизатора составляет 30 кН·с/м. При этом амплитуда резонансных вертикальных колебаний снижается с 87 до 20 см, а рекуперированная мощность имеет практически максимальное значение 34 кВт.

## Список литературы

1. Мохирев, А. П. Закономерности ранговых распределений факторов вывозки древесины с лесных участков / А. П. Мохирев, К. П. Рукомойников, П. М. Мазуркин // Лесной вестник / Forestry Bulletin, – 2021. – Т. 25. № 4. С. 112-120. – *Библиогр. : с. 117-118 (20 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-4-112-120>
2. Верификация экспериментами моделей скорости движения лесовозов в зависимости от природно-производственных факторов / А. П. Мохирев, К. П. Рукомойников, П. М. Мазуркин, Н. А. Брагина // Лесной вестник. Forestry Bulletin. – 2021. – Т. 25, № 2. – С. 108-115. – *Библиогр. : с. 113 (21 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-2-108-115>
3. Мазуркин, П. М. Рейтинги групп факторов вывозки сортиментов / П. М. Мазуркин, А. П. Мохирев, К. П. Рукомойников // Resources and Technology. – 2021. – Т. 18, № 3. – С. 37-52. – *Библиогр. : с. 50-51 (12 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2021.5803>
4. Посметьев, В. И. Обоснование целесообразности оснащения лесовозных автопоездов рекуперативными тягово-сцепными устройствами по результатам имитационного моделирования : монография / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев. – Воронеж, 2023. – 204 с. – *Библиогр. : с. 185-203 (141 назв.)*. Режим доступа : <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=61082376>
5. Оптимизация конструктивных параметров рекуперативного сцепного устройства, установленного в лесовозном автомобиле с прицепом / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, В. А. Зеликов, В. В. Посметьев, А. С. Чуйков // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13, № 1(49). – С. 162-179. – *Библиогр. : с. 176-177 (20 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.1/11>
6. Имитационное моделирование работы рекуперативного пневмогидравлического дышла сцепного устройства автопоезда с функцией самовытаскивания / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, И. В. Сизьмин, В. В. Посметьев, Н. В. Мозговой, П. В. Колодий // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13, № 4.1(52). – С. 92-113. – *Библиогр. : с. 110-112 (20 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.4/6>
7. Компьютерное моделирование работы рекуперативного поворотного коникового устройства лесовозного тягача с прицепом-ропуском / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. Ю. Мануковский, В. В. Посметьев // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. – 2022. – № 5(389). – С. 85-99. – *Библиогр. : с. 98-99 (20 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99>
8. Имитационное моделирование рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства лесовозного тягача с полуприцепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, А. В. Авдюхин // Лесотехнический журнал. – 2020. – Т. 10, № 4(40). – С. 227-242. – *Библиогр. : с. 239-241 (20 назв.)*. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19>
9. Attitude Control of Vehicle Based on Series Active Suspensions / Jia W., Zhang W., Ma F., Wu L. // Actuators 2023, 12, 67. – *Bibliogr. : pp. 19-20 (36 titles)*. – DOI: <https://doi.org/10.3390/act12020067> (SNIP 0,975)
10. Dynamic Performance of a Magnetic Energy-Harvesting Suspension: Analysis and Experimental Verification / Zhou R., Song Y., Jin J., Xu F., Sun F., Yang L., Yan M. // Actuators 2023, 12, 308. – *Bibliogr. : pp. 13-14 (41 titles)*. – DOI: <https://doi.org/10.3390/act12080308> (SNIP 0,975)
11. Vibration Control of Car Body and Wheel Motions for In-Wheel Motor Vehicles Using Road Type Classification / Kim Y.-J., Sohn Y., Chang S., Choi S.-B., Oh J.-S. // Actuators 2024, 13, 80. – *Bibliogr. : pp. 15-16 (39 titles)*. – DOI: <https://doi.org/10.3390/act13020080> (SNIP 0,975)
12. Nonlinear Modeling and Coordinate Optimization of a Semi-Active Energy Regenerative Suspension with an Electro-Hydraulic Actuator / Kou F., Du J., Wang Z., Li D., Xu J. // Algorithms 2018, 11, 12. – *Bibliogr. : pp. 16-17 (24 titles)*. – DOI: <https://doi.org/10.3390/a11020012> (SNIP 0,975)
13. Krauze P. Driving Safety Improved with Control of Magnetorheological Dampers in Vehicle Suspension / P. Krauze, J. Kasprzyk // Appl. Sci. 2020, 10, 8892. – *Bibliogr. : pp. 27-29 (52 titles)*. – DOI: <https://doi.org/10.3390/app10248892> (SNIP 0,573)

14. Investigation of Vehicle Stability with Consideration of Suspension Performance / Lukosevicius V., Makaras R., Rutka A., Kersys R., Darguzis A., Skvireckas R. // *Appl. Sci.* 2021, 11, 9778. – *Bibliogr.* : pp. 29-31 (50 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app11209778> (SNIP 0,573)
15. Han S.-Y. Vibration Control for a Vehicle Semi-Active Suspension System via the PPO Approach / Han S.-Y., Liang T. // *Appl. Sci.* 2022, 12, 3078. – *Bibliogr.* : pp. 16-17 (32 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app12063078> (SNIP 0,573)
16. Hydraulic Integrated Interconnected Regenerative Suspension: Sensitivity Analysis and Parameter Optimization / Guo S., Chen L., Pan Y., Wang X., Tan G. // *Electronics* 2023, 12, 891. – *Bibliogr.* : pp. 21-22 (34 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/electronics12040891> (SNIP 1,045)
17. Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System / Lv X., Ji Y., Zhao H., Zhang J., Zhang G., Zhang L. // *Energies* 2020, 13, 441. – *Bibliogr.* : pp. 11-14 (68 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/en13020441> (SNIP 1,025)
18. Gijón-Rivera C. Methodology for Comprehensive Comparison of Energy Harvesting Shock Absorber Systems / Gijon-Rivera C., Olazagoitia J. L. // *Energies* 2020, 13, 6110. – *Bibliogr.* : pp. 23-25 (29 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/en13226110> (SNIP 1,025)
19. Hydraulic Integrated Interconnected Regenerative Suspension: Modeling and Characteristics Analysis / Guo S., Chen L., Wan X., Zou J., Hu S. // *Micromachines* 2021, 12, 733. – *Bibliogr.* : pp. 20-22 (44 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/mi12070733> (SNIP 0,95)
20. Guntur H. L. Designing hydro-magnetolectric regenerative shock absorber for vehicle suspension considering conventional-viscous shock absorber performance / Guntur H. L., Hendrowati W., Syuhri S. N. H. // *Journal of Mechanical Science and Technology* 34 (1) (2020) 55-67. – *Bibliogr.* : pp. 66-67 (30 titles). – DOI: <http://doi.org/10.1007/s12206-019-1205-1> (SNIP 0,843)
21. Krauze P. Identification of Control-Related Signal Path for Semi-Active Vehicle Suspension with Magnetorheological Dampers / P. Krauze // *Sensors* 2023, 23, 5770. – *Bibliogr.* : pp. 26-27 (50 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/s23125770> (SNIP 1,317)
22. Huang J. Analysis and Research on the Comprehensive Performance of Vehicle Magnetorheological Regenerative Suspension / Huang J., Wang E., Zhang H. // *Vehicles* 2020, 2, 576-588. – *Bibliogr.* : pp. 587-588 (14 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/vehicles2040033> (SNIP 0,955)
23. Yaghoubi S. Modeling and optimization of car suspension system in the presence of magnetorheological damper using Simulink-PSO hybrid technique / Yaghoubi S., Ghanbarzadeh A. // *Results in Engineering* 22 (2024) 102065. – *Bibliogr.* : pp. 6-7 (34 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2024.102065> (SNIP 1,613)

### References

1. Mohirev A. P., Rukomoinikov K. P., Mazurkin P. M. *Zakonomernosti rangovyh raspredelenij faktorov vyvozki drevesiny s lesnyh uchastkov* [Patterns of rank distributions of wood removal factors from forest areas]. *Forestry Bulletin.* – 2021. Vol. 25. № 4. P. 112-120. DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-4-112-120> (In Russ.).
2. Mokhirev A. P., Rukomoinikov K. P., Mazurkin P. M., Bragina N. A. *Verifikaciya eksperimentami modelej skorosti dvizheniya lesovozov v zavisimosti ot prirodno-proizvodstvennyh faktorov* [Verification by experiments of models of the speed of movement of timber trucks depending on natural and production factors]. *Forestry Bulletin.* – 2021. – Vol. 25, №. 2. – P. 108-115. DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-2-108-115> (In Russ.).
3. Mazurkin P. M., Mohirev A. P., Rukomoinikov K. P. *Rejtingi grupp faktorov vyvozki sortimentov* [Ratings of groups of factors for the removal of logs]. *Resources and Technology.* – 2021. – Vol. 18, №. 3. – P. 37-52. DOI: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2021.5803> (In Russ.).
4. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Obosnovanie celesoobraznosti osnascheniya lesovoznih avtopoezdov rekuperativnimi tyagovo-scepnimi ustroystvami po rezultatam imitacionnogo modelirovaniya* [Justification of the feasibility of equipping timber hauling road trains with regenerative towing devices based on the results of

simulation modeling]. Monograph. Voronezh, 2023. 204 p. (In Russ.). URL : <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=61082376>

5. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Zelikov V. A., Posmetev V. V., Chujkov A. S. *Optimizaciya konstruktivnyh parametrov regenerativnogo scepного устройства, ustanovlennogo v lesovoznom avtomobile s pricepom* [Optimization of design parameters of a regenerative coupling device installed in a timber truck with a trailer]. Forestry Engineering journal. – 2023. – Vol. 13. – № 1 (49). – S. 162-179. DOI: <http://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.1/11> (In Russ.).

6. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Sizmin I. V., Posmetev V. V., Mozgovoi N. V., Kolodii P. V. *Imitacionnoe modelirovanie raboti regenerativnogo pnevmogidravlichesкого dishla scepного устройства avtopoezda s funkciei samovitaskivaniya* [Simulation modeling of the operation of a regenerative pneumohydraulic drawbar of a road train coupling device with a self-pulling function]. Forestry Engineering journal. – 2023. – Vol. 13. – № 4.1 (52). – S. 92-113. DOI: <http://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.4/6> (In Russ.).

7. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Manukovskii A. Yu., Posmetev V. V. *Kompyuternoe modelirovanie raboti regenerativnogo povorotного konikového устройства lesovozного tyagacha s pricepom-rospuskom* [Computer modeling of the operation of a regenerative rotary cone device of a timber tractor with a spreader trailer]. Lesnoy Zhurnal (Russian Forestry Journal). – 2022. – № 5(389). – pp. 85-99. DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99> (In Russ.).

8. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Avdyuhin A. V. *Imitacionnoe modelirovanie regenerativного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства lesovozного tyagacha s polupricepom* [Simulation modeling of a regenerative spring-hydraulic fifth wheel coupling device for a timber tractor with a semi-trailer]. Forestry Engineering journal. – 2020. – Vol. 10. – № 4 (40). – S. 227-242. DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19> (In Russ.).

9. Jia W., Zhang W., Ma F., Wu L. Attitude Control of Vehicle Based on Series Active Suspensions. *Actuators* 2023, 12, 67. DOI: <https://doi.org/10.3390/act12020067>

10. Zhou R., Song Y., Jin J., Xu F., Sun F., Yang L., Yan M. Dynamic Performance of a Magnetic Energy-Harvesting Suspension: Analysis and Experimental Verification. *Actuators* 2023, 12, 308. DOI: <https://doi.org/10.3390/act12080308>

11. Kim Y.-J., Sohn Y., Chang S., Choi S.-B., Oh J.-S. Vibration Control of Car Body and Wheel Motions for In-Wheel Motor Vehicles Using Road Type Classification. *Actuators* 2024, 13, 80. DOI: <https://doi.org/10.3390/act13020080>

12. Kou F., Du J., Wang Z., Li D., Xu J. Nonlinear Modeling and Coordinate Optimization of a Semi-Active Energy Regenerative Suspension with an Electro-Hydraulic Actuator. *Algorithms* 2018, 11, 12. DOI: <https://doi.org/10.3390/a11020012>

13. Krauze P., Kasprzyk J. Driving Safety Improved with Control of Magnetorheological Dampers in Vehicle Suspension. *Appl. Sci.* 2020, 10, 8892. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10248892>

14. Lukosevicius V., Makaras R., Rutka A., Kersys R., Darguzis A., Skvireckas R. Investigation of Vehicle Stability with Consideration of Suspension Performance. *Appl. Sci.* 2021, 11, 9778. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11209778>

15. Han S.-Y., Liang, T. Vibration Control for a Vehicle Semi-Active Suspension System via the PPO Approach. *Appl. Sci.* 2022, 12, 3078. DOI: <https://doi.org/10.3390/app12063078>

16. Guo S., Chen L., Pan Y., Wang X., Tan, G. Hydraulic Integrated Interconnected Regenerative Suspension: Sensitivity Analysis and Parameter Optimization. *Electronics* 2023, 12, 891. DOI: <https://doi.org/10.3390/electronics12040891>

17. Lv X., Ji Y., Zhao H., Zhang J., Zhang G., Zhang L. Research Review of a Vehicle Energy-Regenerative Suspension System. *Energies* 2020, 13, 441. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13020441>

18. Gijon-Rivera C., Olazagoitia J. L. Methodology for Comprehensive Comparison of Energy Harvesting Shock Absorber Systems. *Energies* 2020, 13, 6110. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13226110>

19. Guo S., Chen L., Wan X., Zou J., Hu S. Hydraulic Integrated Interconnected Regenerative Suspension: Modeling and Characteristics Analysis. *Micromachines* 2021, 12, 733. DOI: <https://doi.org/10.3390/mi12070733>

20. Guntur H. L., Hendrowati W., Syuhri S. N. H. Designing hydro-magnetolectric regenerative shock absorber for vehicle suspension considering conventional-viscous shock absorber performance. *Journal of Mechanical Science and Technology* 34 (1) (2020) 55-67. DOI: <http://doi.org/10.1007/s12206-019-1205-1>

21. Krauze P. Identification of Control-Related Signal Path for Semi-Active Vehicle Suspension with Magnetorheological Dampers. *Sensors* 2023, 23, 5770. DOI: <https://doi.org/10.3390/s23125770>

22. Huang J., Wang E., Zhang H. Analysis and Research on the Comprehensive Performance of Vehicle Magnetorheological Regenerative Suspension. *Vehicles* 2020, 2, 576-588. DOI: <https://doi.org/10.3390/vehicles2040033>

23. Yaghoubi S., Ghanbarzadeh A. Modeling and optimization of car suspension system in the presence of magnetorheological damper using Simulink-PSO hybrid technique. *Results in Engineering* 22 (2024) 102065. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2024.102065>

### Сведения об авторах

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

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

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

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

### Information about the authors

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

*Valerii I. Posmetev* – Dr. Sci. (Technical Sciences), Professor, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technologies, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, 394087, Voronezh, Russian Federation, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru).

*Viktor V. Posmetev* – Cand. Sci. (Physical and Mathematical Sciences), Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, 394087, Voronezh, Russian Federation, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: [victorvpo@mail.ru](mailto:victorvpo@mail.ru).

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

✉ – Для контактов | Corresponding author