

Научная статья

УДК 629.1.04

DOI: 10.37482/0536-1036-2023-3-126-139

Оптимизация конструктивных параметров пневмогидравлического седельно-сцепного устройства лесовозного автопоезда

В.И. Посметьев, д-р техн. наук, проф.; *ResearcherID*: [Q-1411-2015](https://orcid.org/0000-0001-9878-7451),

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

В.О. Никонов[✉], канд. техн. наук, доц.; *ResearcherID*: [N-3510-2019](https://orcid.org/0000-0002-7380-9180),

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

А.Ю. Мануковский, д-р техн. наук, проф.; *ResearcherID*: [AAR-1976-2020](https://orcid.org/0000-0003-4289-6581),

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

В.В. Посметьев, канд. физ.-мат. наук, доц.; *ResearcherID*: [Z-3736-2019](https://orcid.org/0000-0001-6622-5358),

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

А.В. Авдюхин, аспирант; *ResearcherID*: [HDM-3130-2022](https://orcid.org/0000-0003-2622-8946),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2622-8946>

Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия, 394087; posmetyev@mail.ru, 8888nike8888@mail.ru[✉], mayu1964@mail.ru, victorvpo@mail.ru, 1988aav@mail.ru

Поступила в редакцию 24.01.22 / Одобрена после рецензирования 28.04.22 / Принята к печати 30.04.22

Аннотация. Рассмотрены преимущества использования в современных условиях вывозки лесоматериалов лесовозных автопоездов, составленных седельными тягачами с полуприцепами. Проанализированы последствия эксплуатации лесовозных автопоездов в сложных дорожных условиях, характеризующихся недостаточным обустройством лесовозных дорог. Описаны перспективные научные направления, позволяющие повысить эффективность работы лесовозных седельных автопоездов. Предложена усовершенствованная конструкция рекуперативного седельно-сцепного устройства, обеспечивающая повышение надежности и сокращение расхода топлива автопоезда, улучшение условий труда водителей, а также снижение динамических нагрузок между звеньями лесовозного автопоезда, возникающих при его движении в неустановившихся режимах. Методика проведения исследования включает в себя использование математического аппарата многофакторной оптимизации. Выведены аналитические формулы для определения показателей эффективности работы рекуперативного седельно-сцепного устройства. Выявлено влияние величины хода поршней гидравлического цилиндра рекуперативного седельно-сцепного устройства, массы полуприцепа с лесоматериалами, ускорений при разгоне и торможении лесовозного автопоезда на изменение показателей эффективности работы устройства. Определена оптимальная величина хода поршней гидравлического цилиндра, составившая 200 мм. Она позволяет рекуперировать мощность 6,5 кВт и обеспечивает более благоприятное продольное ускорение полуприцепа – 0,72 м/с². Установлено, что с ростом ускорения при разгоне и торможении лесовозного автопоезда с 1 до 3 м/с² возрастает рекуперированная мощность – с 2,2 до 6,8 м/с², а также повышается среднее продольное ускорение полуприцепа – с 0,27 до 0,75 м/с². Изменение загруженности полуприцепа лесоматериалами от 5 до 25 т позволяет увеличить рекуперированную мощность с 1,6 до 7,9 кВт и снизить продольное ускорение полуприцепа с 2,8 до 0,53 м/с². Получены графики

© Посметьев В.И., Никонов В.О., Мануковский А.Ю., Посметьев В.В., Авдюхин А.В., 2023

 Статья опубликована в открытом доступе и распространяется на условиях лицензии CC BY 4.0

влияния и картограммы оптимизации, отражающие диаметр и величину хода поршней рекуперативного гидроцилиндра седельно-сцепного устройства в зависимости от рекуперированной мощности и продольного ускорения полуприцепа. Картограммы оптимизации позволили графоаналитическим способом определить среднюю рекуперированную мощность, равную 6,5 кВт при диаметре рекуперативного гидроцилиндра 110 мм и величине хода поршней гидроцилиндра 200 мм.

Ключевые слова: оптимизация, эффективность, седельно-сцепное устройство, рекуперированная мощность, седельный лесовозный автопоезд, лесовозная дорога, продольное ускорение полуприцепа, торможение полуприцепа

Для цитирования: Посметьев В.И., Никонов В.О., Мануковский А.Ю., Посметьев В.В., Авдюхин А.В. Оптимизация конструктивных параметров пневмогидравлического седельно-сцепного устройства лесовозного автопоезда // Изв. вузов. Лесн. журн. 2023. № 3. С. 126–139. <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2023-3-126-139>

Original article

Optimization of Structural Parameters by Improvement of Pneumohydraulic Fifth-Wheel Coupling Device at Semitrailer Hauling Rig

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

Vadim O. Nikonov[✉], Candidate of Engineering, Assoc. Prof.; ResearcherID: [N-3510-2019](https://orcid.org/0000-0002-7380-9180), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

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

Viktor V. Posmetyev, Candidate of Physics and Mathematics, Assoc. Prof.; ResearcherID: [Z-3736-2019](https://orcid.org/0000-0001-6622-5358), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Alexander V. Avdyuhin, Postgraduate Student; ResearcherID: [HDM-3130-2022](https://orcid.org/0000-0003-2622-8946), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2622-8946>

Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, ul. Timiryazeva, 8, Voronezh, 394087, Russian Federation; posmetyev@mail.ru, 8888nike8888@mail.ru[✉], mayu1964@mail.ru, victorvpo@mail.ru, 1988aav@mail.ru

Received on January 24, 2022 / Approved after reviewing on April 28, 2022 / Accepted on April 30, 2022

Abstract. In this study, the benefits of logging transportation under modern conditions by semitrailer hauling rig are examined, which consists of a truck tractor connected to a semitrailer. Furthermore, an analysis is made of the operational implications of using log road trains in insufficiently arranged road conditions. The article describes the potential scientific directions that can optimize the efficiency of semitrailer trucks. An improved construction of a regenerative fifth-wheel coupling device is proposed. It provides better reliability, reduces fuel consumption for log trucks, and gives better working conditions for drivers, along with reduced dynamic loads between the links of the units that occur during the movement in unsteady modes. The research methodology includes the application of the mathematical framework of multifactorial optimization. The specified analytical formulas are derived to determine the performance efficiency of the regenerative fifth-wheel coupling.

It is revealed the connections between the hydraulic cylinder piston stroke values of the regenerative fifth-wheel coupling device, the weight of the loaded semitrailer, the vehicle acceleration during speeding up and braking, and the modifications of the performance indicators of the latching mechanism. The optimal value of the stroke of the pistons of the hydraulic cylinder is determined, which is 200 mm. It provides a power recovery of 6.5 kW and better longitudinal acceleration of the semitrailer at 0.72 m/s². Moreover, it is found that the change in acceleration during the increase in velocity and braking from 1 to 3 m/s² gives the change in recuperated power from 2.2 to 6.8 m/s². At the same time, the average longitudinal acceleration of the semitrailer varies from 0.27 to 0.75 m/s². Changing the load of the semitrailer from 5 to 25 tons allows increasing the recuperated power from 1.6 to 7.9 kW and reducing the longitudinal acceleration of the semitrailer from 2.8 to 0.53 m/s². The influence graphs and optimization cartograms present the diameter and hydraulic cylinder piston stroke values of the regenerative fifth-wheel coupling device on the regenerated power and longitudinal acceleration of the semitrailer. According to the optimization cartograms, the average regenerative power is determined using a graph-analytical method. It is equal to 6.5 kW with the diameter of a regenerative hydraulic cylinder of 110 mm and a hydraulic cylinder piston stroke of 200 mm.

Keywords: optimization, efficiency, fifth-wheel, regenerated power, logging semitrailer, haulroad, longitudinal acceleration of semitrailer, braking of semitrailer

For citation: Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Manukovskii A.Yu., Posmetyev V.V., Avdyuhin A.V. Optimization of Structural Parameters by Improvement of Pneumohydraulic Fifth-Wheel Coupling Device at Semitrailer Hauling Rig. *Lesnoy Zhurnal* = Russian Forestry Journal, 2023, no. 3, pp. 126–139. (In Russ.). <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2023-3-126-139>

Введение

Наиболее важной совокупностью отраслей российской экономики, осуществляющих заготовку и переработку лесоматериалов, является лесная промышленность. К крупнейшей отрасли лесной промышленности, деятельность которой связана с заготовкой и вывозкой лесоматериалов, относится лесозаготовительная промышленность. В условиях лесозаготовительного производства ведущее место занимает лесовозный транспорт, обеспечивающий бесперебойную работу всех фаз лесозаготовительного процесса. В настоящее время более 80 % общего объема заготавливаемых лесоматериалов вывозится лесовозными автомобилями, от эффективности использования которых зависит конечная стоимость доставляемых потребителям лесоматериалов, а также функционирование лесозаготовительных предприятий.

Наибольшее распространение при вывозке древесины на лесозаготовительных предприятиях приобрели лесовозные автопоезда – седельные тягачи с полуприцепами. Это связано с их преимуществами перед лесовозными автомобилями с прицепами: лучшая маневренность, устойчивость и безопасность при движении, более высокая скорость движения, грузоподъемность и грузоместимость, меньшая металлоемкость, габаритная длина и негативное воздействие на опорную поверхность дороги [4].

Дорожные условия эксплуатации лесовозных тягачей с полуприцепами значительно отличаются от условий эксплуатации аналогичных автопоездов общего назначения. Особенностью таких условий является недостаточная обустроенность лесовозных дорог, при движении по которым в процессе вывозки лесоматериалов лесовозным автопоездам приходится совершать боль-

шое количество троганий с места, торможений и поворотов. Это приводит к возникновению ударных нагрузок между звеньями лесовозного автопоезда, воздействующих на элементы седельно-сцепного устройства и вызывающих неоправданно быстрое изнашивание его деталей, снижение надежности автопоезда, скорости его движения, производительности, а также увеличение расхода топлива.

В связи с этим особое значение приобретают вопросы достижения более эффективного функционирования таких лесовозных автопоездов путем: обоснованного выбора оптимального маршрута вывозки; повышения надежности и ресурса автопоезда; увеличения его эксплуатационной скорости и грузоподъемности; улучшения устойчивости, управляемости и безопасности движения; снижения негативного воздействия на лесовозную дорогу и окружающую среду; сведения к минимуму времени в пути, простоев при погрузочно-разгрузочных работах и при выполнении технического обслуживания и ремонта; повышения уровня квалификации водителей и др. [7–20].

Выполненные авторами исследования выявили негативные последствия влияния традиционных конструкций седельно-сцепных устройств на эксплуатационные свойства лесовозных автопоездов. Это позволило предложить перспективную схему рекуперативного пневмогидравлического седельно-сцепного устройства, которое является эффективным средством существенного снижения динамических нагрузок, возникающих между звеньями лесовозного автопоезда в продольном направлении при его неустановившемся движении по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам (рис. 1). Данное сцепное устройство обеспечивает снижение расхода топлива лесовозным автопоездом: при различных переходных режимах движения лесовозного автопоезда за счет преобразования кинетической энергии от силы инерции полуприцепа с лесоматериалами в гидравлическую энергию рабочей жидкости, которая накапливается в пневмогидравлическом аккумуляторе для последующего полезного использования в технологическом процессе погрузки и разгрузки лесоматериалов. Использование такого сцепного устройства, кроме того, позволяет повысить надежность лесовозного автопоезда, в том числе за счет адаптации устройства к дорожным условиям эксплуатации, техническому состоянию автопоезда, а также к квалификации водителя [5].

Для определения геометрических параметров предлагаемого рекуперативного седельно-сцепного устройства, обеспечивающих необходимые показатели эффективности его работы, требуется на основании ранее разработанных математических моделей выполнить теоретическую многофакторную оптимизацию.

Объекты и методы исследования

Объектом исследования является седельный тягач с полуприцепом, предметом – рекуперативное пневмогидравлическое седельно-сцепное устройство. Для предварительной оценки эффективности предлагаемого сцепного устройства авторами ранее были разработаны математические модели и компьютерные программы [1–3]. Движение лесовозного седельного тягача с полуприцепом в модели описывалось на основании системы дифференциальных уравнений, составленных с использованием законов динамики поступательного и вращательного движения [6].

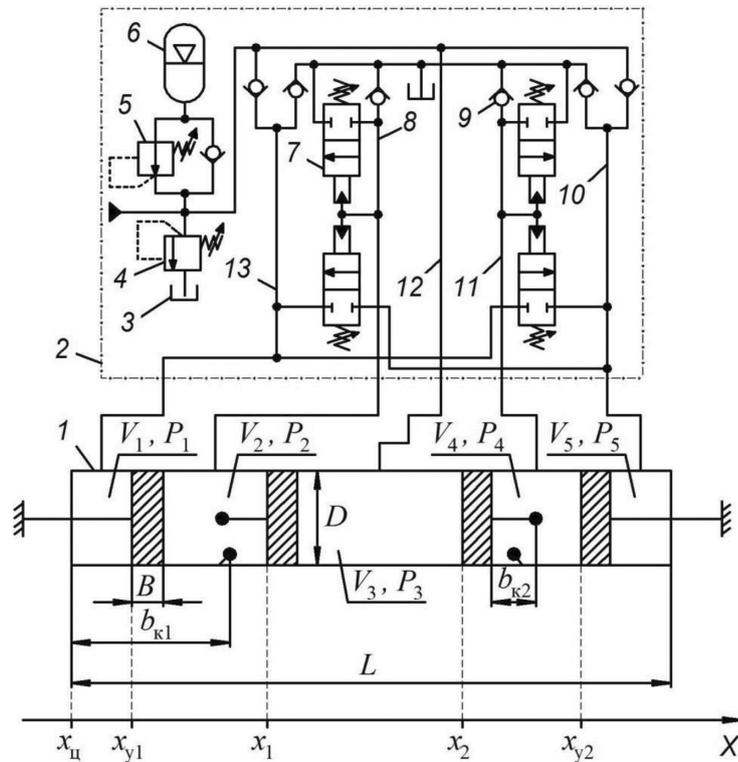


Рис. 1. Расчетная схема для моделирования гидравлических и механических процессов при функционировании рекуперативного пневмогидравлического седельно-сцепного устройства: 1 – гидроцилиндр; 2 – рекуперативный гидропривод; 3 – гидробак; 4, 5 – предохранительный и редуцирующий клапаны; 6 – пневмогидравлический аккумулятор; 7 – нормально закрытый двухпозиционный двухлинейный гидрораспределитель; 8, 10–13 – трубопроводы; 9 – обратный клапан; $V_1...V_5$ – рабочие полости гидроцилиндра; $P_1...P_5$ – давление рабочей жидкости в полостях; B – ширина поршня; D – диаметр гидравлического цилиндра; $b_{к1}$ и $b_{к2}$ – величины хода поршней; $x_{ц}$, x_y , x_1 , x_2 , x_{y2} – координаты расположения поршней гидроцилиндра относительно неподвижной системы координат

Fig. 1. Calculation scheme for modeling hydraulic and mechanical processes during the operation of a recuperative pneumohydraulic fifth-wheel coupling: 1 – hydraulic cylinder; 2 – recuperative hydraulic drive; 3 – hydraulic tank; 4, 5 – safety and pressure reducing valves; 6 – pneumohydraulic accumulator; 7 – normally closed two-position two-line hydraulic valve; 8, 10–13 – pipelines; 9 – unidirectional valve; $V_1...V_5$ – working cavities of the hydraulic cylinder; $P_1...P_5$ – pressure values of the working fluid in the cavities; B – piston width; D – diameter of the hydraulic cylinder; $b_{к1}$ and $b_{к2}$ – piston strokes; $x_{ц}$, x_y , x_1 , x_2 , x_{y2} – coordinates of the location of the hydraulic cylinder pistons relative to the fixed coordinate system

Для описания контакта колес лесовозного автопоезда с опорной поверхностью лесовозной дороги применялась упруго-вязкая упрощенная модель пружинно-демпферной системы, характеризуемая коэффициентами жесткости и

демпфирования рассматриваемой системы. Основными показателями эффективности функционирования предлагаемого сцепного устройства являлись мгновенная и средняя рекуперлируемая мощность и ускорения полуприцепа.

Для определения оптимальных геометрических параметров предлагаемого рекуперативного седельно-сцепного устройства использован математический аппарат многофакторной оптимизации. Варьируя одновременно двумя или более параметрами сцепного устройства, при одних и тех же условиях эксплуатации можно добиться высокой рекуперлируемой мощности N_{pc} и низких ускорений полуприцепа $a_{Пс}$. В качестве оптимизируемых геометрических параметров рекуперативного устройства выбраны: D – внутренний диаметр устройства (диаметр гидроцилиндра); b_k – величина хода поршней устройства. В качестве критериев оптимизации взяты показатели: N_{pc} – средняя рекуперлируемая мощность; $a_{Пс}$ – среднее абсолютное продольное ускорение полуприцепа.

Расчет средних значений показателей эффективности работы рекуперативного устройства осуществлялся на шагах интегрирования τ_n и τ_k по следующим зависимостям:

$$N_{pc} = \frac{1}{\tau_k - \tau_n} \sum_{i=\tau_n}^{\tau_k} N_p(\tau);$$

$$a_{Пс} = \frac{1}{\tau_k - \tau_n} \sum_{i=\tau_n}^{\tau_k} |a_{П}(\tau)|.$$

Для определения оптимальных параметров рекуперативного седельно-сцепного устройства проведена серия из 9 компьютерных экспериментов с 9 различными наборами параметров D и b_k (см. таблицу). В каждом рассматриваемом случае с точки зрения теории планирования эксперимента был осуществлен полный 2-факторный эксперимент.

**Результаты серии компьютерных экспериментов по оптимизации
геометрических параметров рекуперативного устройства
Results from a set of digital tests for optimizing geometric parameters
of the regenerative device**

Эксперимент	Внутренний диаметр гидроцилиндра	Величина хода поршней	Средняя рекуперлируемая мощность, кВт	Среднее продольное ускорение полуприцепа, м/с ²
1	100	100	3,7	0,91
2		200	6,4	0,74
3		300	7,9	0,66
4	120	100	4,0	0,90
5		200	6,5	0,72
6		300	7,5	0,60
7	140	100	3,9	0,93
8		200	6,0	0,74
9		300	7,1	0,64

Рассматриваемую задачу 2-факторной оптимизации можно записать аналитически следующим образом:

$$\begin{cases} N_{pc}(D, b_k) \rightarrow \max; \\ a_{Пс}(D, b_k) \rightarrow \min; \end{cases} \Rightarrow D^{\text{опт}}, b_k^{\text{опт}},$$

где $D^{\text{опт}}$ и $b_k^{\text{опт}}$ – искомые оптимальные значения соответствующих геометрических параметров рекуперативного пневмогидравлического седельно-сцепного устройства.

В процессе решения задачи оптимизации осуществляется поиск определенной области изменения внутреннего диаметра гидроцилиндра и величины хода поршней, одновременно обеспечивающих максимальное значение критерия N_{pc} и минимальное – критерия $a_{Пс}$.

Из данных таблицы выведены аналитические зависимости для функций $N_{pc}(D, b_k)$ и $a_{Пс}(D, b_k)$. В целях сглаживания и экстраполяции результатов эксперимента функции были аппроксимированы полиномами 2-го порядка:

$$K(D, b_k) = k_1 D^2 + k_2 b_k^2 + k_3 D b_k + k_4 D + k_5 b_k + k_6,$$

где K – критерий оптимизации, характеризующий показатели эффективности устройства (N_{pc} или $a_{Пс}$); $k_1 \dots k_6$ – параметры полинома.

Определение параметров полиномов было осуществлено методом наименьших квадратов:

$$\sum_{i=1}^{N_{кэ}} \left(K_{\text{аналит}}(D^i, b_k^i) - K_{кэ}^i(D^i, b_k^i) \right)^2 \rightarrow \min,$$

где $N_{кэ}$ – количество выполненных оптимизационных компьютерных экспериментов; $K_{\text{аналит}}$ – полиномиальная зависимость критерия K от заданных факторов D и b_k ; i – порядковый номер оптимизационного компьютерного эксперимента; $K_{кэ}^i$ – значение критерия K , рассчитанное при выполнении i -го оптимизационного компьютерного эксперимента с заданными параметрами D^i и b_k^i .

В результате аппроксимации методом наименьших квадратов определены аналитические зависимости для показателей эффективности рекуперативного седельно-сцепного устройства N_{pc} и $a_{Пс}$:

$$N_{pc}(D, b_k) = -4,167 \cdot 10^{-4} D^2 - 6,167 \cdot 10^{-5} b_k^2 - 1,250 \cdot 10^{-4} D b_k + 0,117 D + 0,058 b_k - 7,689; \quad (1)$$

$$a_{Пс}(D, b_k) = 7,5 \cdot 10^{-5} D^2 + 4,00 \cdot 10^{-6} b_k^2 - 5,00 \cdot 10^{-6} D b_k - 0,017 D - 2,40 \cdot 10^{-3} b_k + 2,113. \quad (2)$$

Полученные формулы могут использоваться в конструкторской практике для быстрой оценки (без выполнения моделирования) N_{pc} и $a_{Пс}$ эффективности рекуперированного устройства по заданным геометрическим параметрам D и b_k .

Результаты исследования и их обсуждение

Интенсивность разгонов и торможений лесовозного автопоезда может существенно воздействовать на мощность, рекуперированную седельно-сцепным устройством. В целях исследования влияния ускорений при разгоне и торможении a_m лесовозного автопоезда на показатели эффективности предлагаемого устройства осуществлена серия компьютерных экспериментов, при которых

значения ускорений при разгоне и торможении варьировали от 0 до 6 м/с^2 с шагом 1 м/с^2 . При этом для повышения эффективности сравнительного анализа использовали один и тот же набор событий, генерируемых алгоритмом разгонов и торможений лесовозного автопоезда в модели. Вследствие этого графики ускорения $a_T(t)$ и скорости $v_T(t)$ при различных a_M имеют сходный вид, различаясь преимущественно амплитудой пиков (рис. 2).

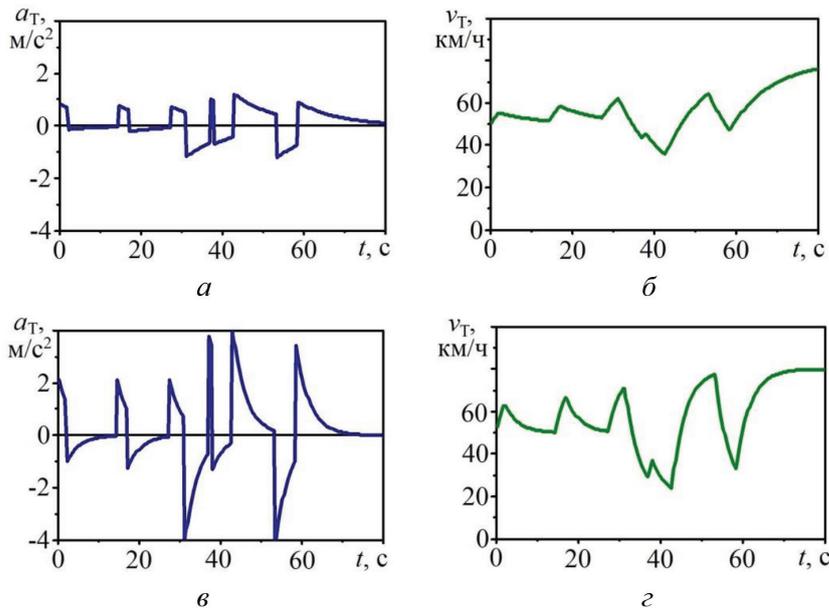


Рис. 2. Зависимости от времени t ускорения a_T (a , $в$) и скорости v_T ($б$, $з$) тягача лесовозного автопоезда при различной максимальной величине ускорения a_M при разгоне и торможении: a , $б$ – 1 м/с^2 ; $в$, $з$ – 4 м/с^2

Fig. 2. Dependences on time t of acceleration a_T (a , $в$) and speed v_T ($б$, $з$) of a logging truck tractor at different maximum values of acceleration a_M during increase of velocity and deceleration: a , $б$ – 1 m/s^2 ; $в$, $з$ – 4 m/s^2

Одним из наиболее важных геометрических параметров разработанного рекуперативного седельно-сцепного устройства является величина хода поршней. Учитывая, что в устройстве 2 типа поршней и, соответственно, возможны 2 различных параметра величины хода поршня $b_{к1}$ и $b_{к2}$, в дальнейшем для упрощения будем считать, что величины хода поршня одинаковы: $b_k = b_{к1} = b_{к2}$. Для исследования влияния величины хода поршня гидравлического цилиндра на показатели эффективности седельно-сцепного устройства осуществлена серия компьютерных экспериментов, при которых значения b_k варьировали от 50 до 500 мм с шагом 50 мм. Обнаружено, что величина хода поршня существенно влияет на показатели эффективности, особенно при малых значениях b_k . С увеличением b_k от 50 до 200 мм средняя рекуперированная мощность возрастает с 2,0 до 6,5 кВт (рис. 3, a), а среднее продольное ускорение полуприцепа понижается с 0,97 до 0,72 м/с^2 (рис. 3, $б$). Дальнейшее увеличение хода поршня с 200 до 500 мм существенно повышает габаритные размеры рекуперативного устройства и неопределенность положения полуприцепа по отношению к тягачу при сравнительно небольшом улучшении показателей эффективности: росте средней рекуперированной

мощности с 6,5 до 8,4 кВт и уменьшении среднего ускорения полуприцепа с 0,72 до 0,49 м/с². При этом оптимальная величина хода поршней гидравлического цилиндра рекуперативного седельно-сцепного устройства, составившая 200 мм, обеспечивает рекуперированную мощность 6,5 кВт и продольное ускорение полуприцепа 0,72 м/с².

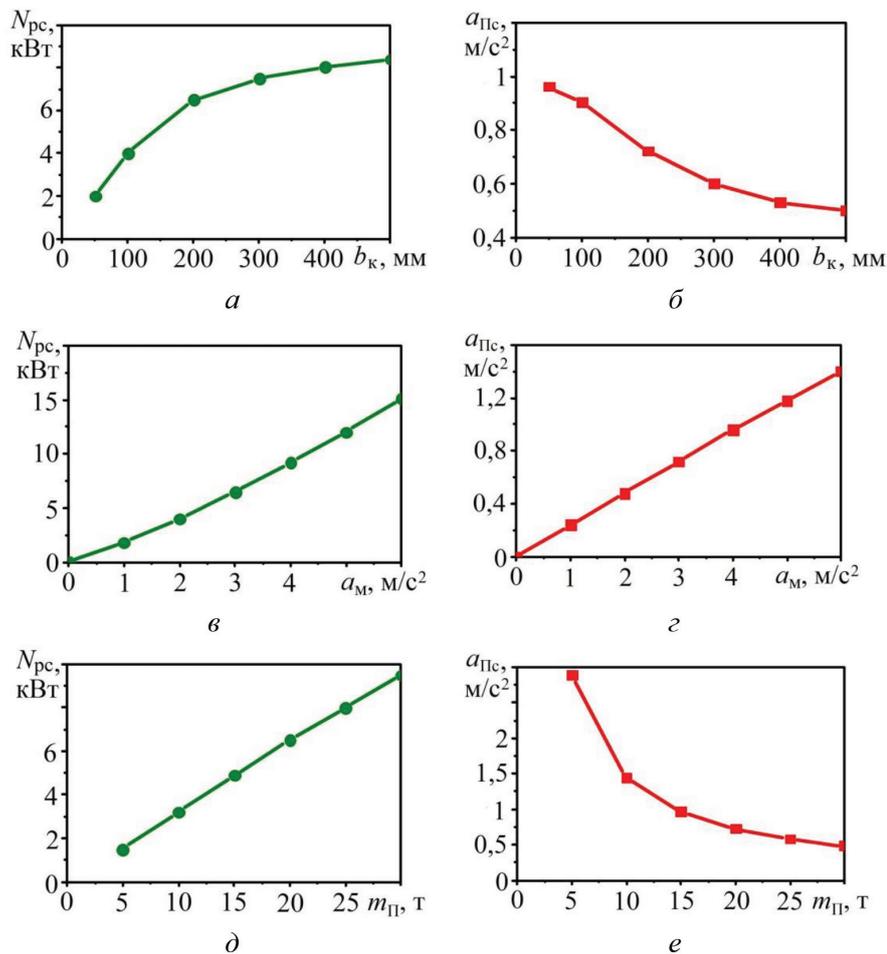


Рис. 3. Зависимость изменения средней рекуперированной мощности и продольного ускорения полуприцепа: от величины хода поршней рекуперативного гидроцилиндра сцепного устройства (а, б); от максимального ускорения при разгоне и торможении a_m (в, г); от массы полуприцепа $m_{П}$ (д, е)

Fig. 3. Dependences of the change in the average values of the recuperated power and the longitudinal acceleration of the semitrailer on the stroke of the pistons of the recuperative hydraulic cylinder of the coupling device (а, б), on the maximum acceleration during acceleration and deceleration a_m (в, г), the mass of the semitrailer $m_{П}$ (д, е)

Выявлено, что средняя рекуперированная мощность с увеличением a_m растет по достаточно резкой зависимости, которую приближенно можно описать степенным законом с показателем, незначительно превосходящим единицу (рис. 3, в). При этом среднее ускорение полуприцепа увеличивается практически линейно с ростом a_m , это в данном случае, по-видимому,

является тривиальной закономерностью (рис. 3, *з*). Чем с бóльшим ускорением происходят разгоны и торможения, тем бóльшую мощность позволит рекуперировать разработанное седельно-сцепное устройство. Для движения седельных тягачей с полуприцепами на лесовозных дорогах с ускорением при разгоне и торможении от 1 до 3 м/с² средняя рекуперлируемая мощность изменяется от 2,2 до 6,8 кВт, среднее продольное ускорение полуприцепа составляет 0,27...0,75 м/с².

Инерционные свойства полуприцепа при движении с ускорением при разгоне и торможении определяют силы, действующие в седельно-сцепном устройстве, поэтому должны оказывать существенное влияние и на показатели эффективности рекуперативного устройства. Для изучения влияния массы полуприцепа m_{Π} на N_{pc} и $a_{\Pi c}$ выполнена серия компьютерных экспериментов, в которых массу полуприцепа m_{Π} варьировали от 5 до 30 т с шагом 5 т (рис. 3, *з*, *д*). Обнаружено, что средняя рекуперлируемая мощность практически пропорциональна массе полуприцепа (рис. 3, *з*). Это обусловлено тем, что переносная сила инерции при ускоренном движении пропорциональна массе связанного с тягачом тела. Неблагоприятное среднее продольное ускорение полуприцепа по отношению к тягачу снижается с увеличением массы полуприцепа по приблизительно обратному пропорциональному закону (рис. 3, *д*), что также объяснимо в рамках 2-го закона Ньютона. При эксплуатации лесовозного автопоезда чаще всего возможны 2 режима. В режиме пустого полуприцепа (масса около 5 т) рекуперлируемая мощность достигала 1,6 кВт, а продольное ускорение полуприцепа – 2,8 м/с². При загрузке полуприцепа лесоматериалами до массы 25 т рекуперлируемая мощность составила 7,9 кВт, а продольное ускорение – 0,53 м/с². Разработанное рекуперативное седельно-сцепное устройство сохраняет эффективность при движении как порожнего, так и полностью загруженного полуприцепа, обеспечивая изменение рекуперлируемой мощности в пределах от 1,6 до 7,9 кВт и продольного ускорения полуприцепа – от 0,53 до 2,8 м/с².

Для последующего анализа зависимостей (1) и (2) выполнено построение графиков (рис. 4) и картограмм (рис. 5).

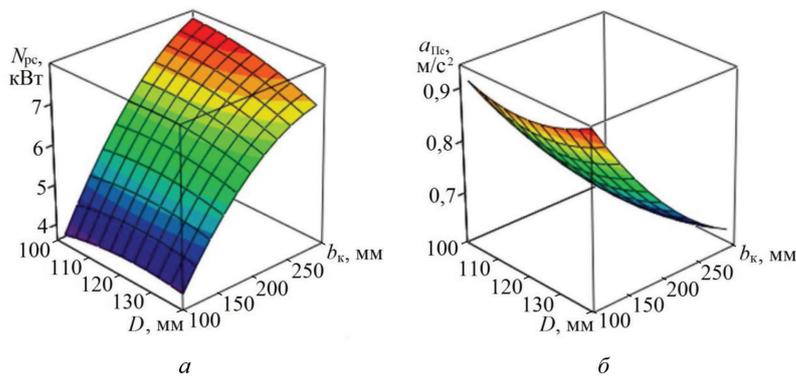


Рис. 4. Влияние диаметра и величины хода поршней рекуперативного седельно-сцепного устройства на показатели его эффективности N_{pc} (*а*) и $a_{\Pi c}$ (*б*)

Fig. 4. Graphs of the influence of diameter and piston stroke of a regenerative fifth-wheel coupling device on the efficiency indicators of the device N_{pc} (*а*) and $a_{\Pi c}$ (*б*)

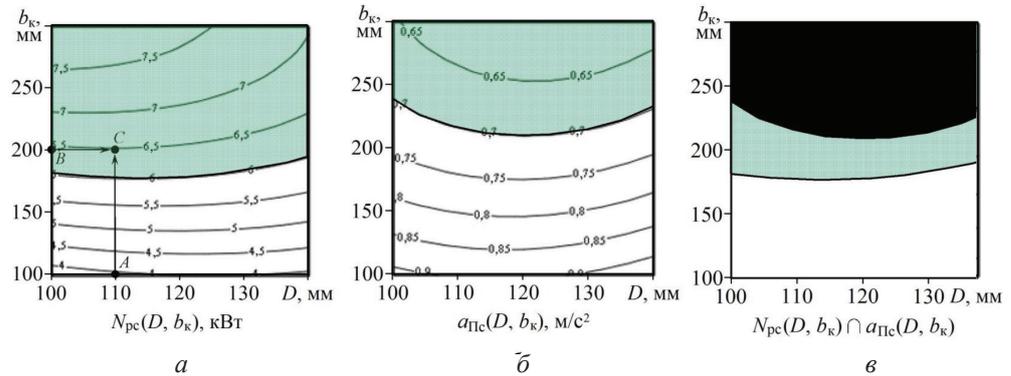


Рис. 5. Картограммы оптимизации диаметра и величины хода поршней рекуперативно-го седельно-сцепного устройства: по средней рекуперированной мощности (*a*); по среднему продольному ускорению полуприцепа (*б*); по максимальному N_{pc} и минимальному $a_{Пс}$ (*в*)

Fig. 5. Cartograms for optimizing the diameter and the piston stroke of a recuperative fifth-wheel coupling: by the average value of the recuperated power (*a*); according to the average value of the longitudinal acceleration of the semi-trailer (*б*); by the maximum value of N_{pc} and the minimum value of $a_{Пс}$ (*в*)

Графики позволяют визуально оценить основные закономерности влияния геометрических параметров предлагаемого седельно-сцепного устройства на показатели его эффективности. В частности, из конфигурации поверхностей отклика можно заключить, что величина хода поршня оказывает большее влияние на показатели эффективности, чем диаметр рекуперативно-го седельно-сцепного устройства. Картограммы оптимизации дают возможность графоаналитическим способом определить средние рекуперированную мощность и продольное ускорение полуприцепа. Например, при диаметре рекуперативно-го устройства 110 мм (точка А на рис. 5, *a*) и величине хода поршней устройства 200 мм (точка В), проводя перпендикулярные прямые, получаем точку их пересечения С, расположенную вблизи линии уровня $N_{pc} = 6,5$ кВт. Поэтому искомая средняя рекуперированная мощность составляет около 6,5 кВт. Аналогичным образом можно определить среднее продольное ускорение полуприцепа по картограмме $a_{Пс}(D, b_k)$ (рис. 5, *б*).

На каждой из 2 картограмм можно выделить благоприятную область факторного пространства, обеспечивающую наилучшие (наибольшее или наименьшее) значения соответствующего критерия. Так, на картограмме $N_{pc}(D, b_k)$ линия уровня $N_{pc} = 6$ кВт разделяет рассматриваемое факторное пространство приблизительно пополам: на благоприятную и неблагоприятную области (рис. 5, *a*). Конфигурация благоприятной области позволяет сделать вывод, что рекуперированной мощности более 6 кВт можно добиться при величине хода поршня более 180 мм. Диаметр рекуперативного гидроцилиндра слабо влияет на рекуперированную мощность, однако, судя по положению точки минимума на разграничивающей линии уровня $N_{pc} = 6$ кВт, оптимальный диаметр составляет около 115 мм. Для картограммы $a_{Пс}(D, b_k)$ в качестве критического продольного ускорения полуприцепа принято значение $0,7$ м/с², позволяющее также приблизительно пополам разделить рассматриваемую область факторного пространства (рис. 5, *б*).

Пересечение благоприятных областей 2 картограмм (рис. 5, в) дает возможность найти общую оптимальную область, в которой и критерий рекуперированной мощности, и критерий неблагоприятных ускорений полуприцепа имеют одновременно искомые максимальное и минимальное значения соответственно. В данном случае благоприятная область картограммы $N_{pc}(D, b_k)$ включает в себя благоприятную область картограммы $a_{nc}(D, b_k)$. Из месторасположения на картограмме оптимальной области в факторном пространстве следует, что оптимальный внутренний диаметр рекуперативного седельно-сцепного устройства составляет 120 мм, оптимальная величина хода поршней – 210 мм. В этом случае средняя рекуперированная мощность – 6,55 кВт, среднее продольное ускорение полуприцепа – 0,7 м/с².

Выводы

Результаты исследования влияния геометрических параметров предлагаемой конструкции седельно-сцепного устройства на показатели эффективности его работы в процессе движения седельного автопоезда, а также определения оптимальных значений этих параметров на основе многофакторной оптимизации позволяют сделать следующие выводы.

1. При изменении значений хода поршня гидроцилиндра предлагаемого сцепного устройства в диапазоне от 50 до 500 мм происходят возрастание рекуперированной мощности с 2 до 8,4 кВт и снижение продольного ускорения полуприцепа с 0,97 до 0,49 м/с². Оптимальное значение хода поршня гидроцилиндра составляет 200 мм. При превышении данного значения существенно увеличиваются габаритные размеры гидравлического цилиндра предлагаемого рекуперативного седельно-сцепного устройства.

2. С повышением ускорения при разгоне и торможении лесовозного автопоезда с 1 до 3 м/с² возрастают рекуперированная мощность – с 2,2 до 6,8 м/с² и продольное ускорение полуприцепа – с 0,27 до 0,75 м/с². При изменении массы полуприцепа в процессе загрузки лесоматериалами с 5 до 25 т происходят увеличение рекуперированной мощности – с 1,6 до 7,9 кВт и уменьшение продольного ускорения полуприцепа – с 2,8 до 0,53 м/с². Рекуперированной мощности, превышающей 6 кВт, можно достичь при значении хода поршня более 180 мм и диаметре гидроцилиндра 120 мм.

3. Практическое применение предлагаемого рекуперативного седельно-сцепного устройства в конструкции лесовозного тягача с полуприцепом позволит при движении автопоезда в сложных дорожных условиях лесовозных дорог снизить воздействующие на детали седельно-сцепного устройства динамические нагрузки благодаря демпфирующим свойствам его гидравлической системы, сократить расход топлива автопоезда за счет рекуперации гидравлической энергии, а также повысить надежность автопоезда и улучшить условия труда водителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.

Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskiy Yu.V. *Experiment Planning in Search for Optimal Conditions*. Moscow, Nauka Publ., 1976. 279 p. (In Russ.).

2. Грановский В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. 288 с.
Granovskiy V.A., Siraya T.N. *Methods for Processing Experimental Data in Measurements*. Leningrad, Energoatomizdat Publ., 1990. 288 p. (In Russ.).
3. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль. Томск: Раско, 1991. 272 с.
Mudrov A.E. *Numerical Methods for PC in Basic, Fortran and Pascal*. Tomsk, RASKO Publ., 1991. 272 p. (In Russ.).
4. Никонов В.О. Современное состояние, проблемы и пути повышения эффективности лесовозного автомобильного транспорта. Воронеж: ВГЛТУ, 2021. 203 с.
Nikonov V.O. *Current State, Problems and Ways to Improve the Efficiency of Timber Road Transport*: Monograph. Voronezh, VSUFT Publ., 2021. 203 p. (In Russ.).
5. Посметьев В.И., Никонов В.О., Авдюхин А.В. Оценка актуальности использования в конструкции лесовозного тягача с полуприцепом рекуперативного пневмогидравлического седельно-сцепного устройства // Воронеж. науч.-техн. вестн. 2021. Т. 3, № 3(37). С. 76–94.
Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Avdyuhin A.V. Assessment of the Relevance of Use in the Construction of a Forest Tractor with a Semi-Trailer of a Recuperative Pneumatic Hydraulic Saddle Device. *Voronezhskij nauchno-tehnicheskij vestnik = Voronezh Scientific and Technical Bulletin*, 2021, vol. 3, no. 3(37), pp. 76–94. (In Russ.). <https://doi.org/10.34220/2311-8873-2022-76-94>
6. Посметьев В.И., Никонов В.О., Посметьев В.В., Авдюхин А.В. Имитационное моделирование рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства лесовозного тягача с полуприцепом // Лесотехн. журн. 2020. Т. 10, № 4(40). С. 227–242.
Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Posmetyev V.V., Avdyuhin A.V. Simulation Modeling of Recuperative Spring-Hydraulic Fifth-Wheel Coupling of Forest Tractor with Saddle Trailer. *Forestry Engineering Journal*, 2020, vol. 10, no. 4(40), pp. 227–242. (In Russ.). <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19>
7. Acuna M., Sosa A. Automated Volumetric Measurements of Truckloads Through Multi-View Photogrammetry and 3D Reconstruction Software. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2019, vol. 40, no. 1, pp. 151–162.
8. Akay A.E., Serin H., Sessions J., Bilici E., Pak M. Evaluating the Effects of Improving Forest Road Standards on Economic Value of Forest Products. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2021, vol. 42, no. 2, pp. 245–258. <https://doi.org/10.5552/crojte.2021.851>
9. Bako S., Ige B., Nasir A., Nicholas A., Musa N.A. Stability Analysis of a Semi-Trailer Articulated Vehicle: A Review. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 2021, vol. 5, iss. 2, pp. 131–140. <https://doi.org/10.30939/ijastech.855733>
10. Brown M.W. Evaluation of the Impact of Timber Truck Configuration and Tare Weight on Payload Efficiency: An Australian Case Study. *Forests*, 2021, vol. 12, no. 7, p. 855. <https://doi.org/10.3390/f12070855>
11. Ghaffariyan M.R., Barrier C., Brown M., Kuehmaier M., Acuna M. A Short Review of Timber Truck Fuel Consumption Studies. Australian Forests Operations Research Alliance (AFORA). *Industry Bulletin*, 2018, vol. 21, pp. 1–6.
12. Johannes E., Ekman P., Huge-Brodin M., Karlsson M. Sustainable Timber Transport – Economic Aspects of Aerodynamic Reconfiguration. *Sustainability*, 2018, vol. 10, no. 6, pp. 1–18. <https://doi.org/10.3390/su10061965>
13. Kogler C., Stenitzer A., Rouch P. Simulation Combined Self-Loading Truck and Semitrailer Truck Transport in the Wood Supply Chain. *Forests*, 2020, vol. 11, no. 12, pp. 1–15. <https://doi.org/10.3390/f11121245>

14. Korpinen O.-J., Aalto M., Venalainen P., Ranta T. Impacts of a High-Capacity Truck Transportation System on the Economy and Traffic Intensity of Pulpwood Supply in Southeast Finland. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2019, vol. 40, iss. 1, pp. 89–105.
15. Lachini E., Fiedler N., Silva G., Pinheiro C., Carmo F. Operational Analysis of Forestry Transportation Using Self-Loading Trucks in a Mountainous Region. *Floreste e Ambiente*, 2018, vol. 25, no. 4, pp. 1–7. <https://doi.org/10.1590/2179-8087.006015>
16. Mitrofanovs I., Cekule M. Effective Collaboration Research Project on IT Solution for Automatic Measurement of Timber Assortment. *Systemics, Cybernetics and Informatics*, 2019, vol. 17, pp. 78–83.
17. Monti C.A.U., Gomide L.R., Oliveira R.M., Franca L.C.J. Optimization of Wood Supply: The Forestry Routing Optimization Model. *Anais Da Academia Brasileira de Ciencias*, 2020, vol. 92, no. 3, pp. 1–17. <https://doi.org/10.1590/0001-3765202020200263>
18. Palander T., Kärhä K. Improving Energy Efficiency in a Synchronized Road – Transportation System by Using a TFMC (Transportation Fleet – Management Control) in Finland. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 4, pp. 1–15. <https://doi.org/10.3390/en12040670>
19. Schettino S., Minette L.J., Schettino C.F., Reboleto I.D. Feasibility Analysis of the Use of Light and Medium Trucks in Timber Transport in Rural Properties. *Revista Arvore*, 2018, vol. 42, no. 6, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1590/1806-908820118000600008>
20. Vaatainen K., Anttila P., Elisson L., Enstrom J., Laitila J., Prinz R., Routa J. Roundwood and Biomass Logistics in Finland and Sweden. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 2021, vol. 42, no. 1, pp. 39–61. <https://doi.org/10.5552/crojfe.2021.803>

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