



РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА, ОБОРУДОВАННОГО СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНЫМ УСТРОЙСТВОМ С ПРУЖИННЫМ АМОРТИЗАТОРОМ

✉¹**Никонов Вадим Олегович**

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, РФ
e-mail: 8888nike8888@mail.ru

Посметьев Валерий Иванович

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машиностроительных технологий ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, РФ

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», г. Воронеж, РФ

Аннотация.

Выявлены на основе анализа научных работ зарубежных авторов основные факторы, оказывающие влияние на эффективность работы лесовозных тягачей с полуприцепами. Предложена перспективная конструкция седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором для лесовозных тягачей с полуприцепами, осуществляющими вывозку лесоматериалов в сложных дорожных условиях. Разработана математическая модель движения по лесовозной дороге лесовозного тягача с полу-

RESULTS OF THE STUDY OF THE MOVEMENT OF A TIMBER ROAD TRAIN EQUIPPED WITH A FITCH WITH A SPRING SHOCK ABSORBER

✉¹**Nikonov Vadim Olegovich**

candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of production, repair and operation of cars Federal State Budget Educational Institution of Higher Education "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, RF
e-mail: 8888nike8888@mail.ru

Posmetev Valerii Ivanovich

doctor of technical sciences, professor, professor of the department of engineering technologies Federal State Budget Educational Institution of Higher Education "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, RF

Posmetev Viktor Valerevich

candidate of physical and mathematical sciences, associate professor of the department of forestry mechanization and machine design Federal State Budget Educational Institution of Higher Education "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, RF

Annotation.

Based on the analysis of scientific works of foreign authors, the main factors influencing the efficiency of the operation of timber tractors with semi-trailers have been identified. A promising design of a fifth wheel coupling with a spring shock absorber for timber tractors with semi-trailers that haul timber in difficult road conditions is proposed. A mathematical model of the movement along a logging road of a logging tractor with a semi-trailer equipped with a fifth wheel coupling

прицепом, оснащенного седельно-цепным устройством с пружинным амортизатором. Выполнена на основе разработанной программы для ЭВМ предварительная оценка показателей эффективности функционирования предложенной конструкции сцепного устройства. Установлено, что пружинный амортизатор седельно-цепного устройства обеспечивает при торможении и разгоне снижение амплитуды колебаний ускорения между лесовозным тягачом и полуприцепом с лесоматериалами в диапазон от 0,95 до 0,6 м/с². Выявлено, что для уменьшения неблагоприятных колебаний полуприцепа с лесоматериалами относительно лесовозного тягача целесообразно использовать сухое трение в пружинном амортизаторе.

Ключевые слова: ПРУЖИННЫЙ АМОТИЗАТОР, ЛЕСОВОЗНЫЙ ТЯГАЧ, ДВИЖЕНИЕ, СЕДЕЛЬНО-ЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО, ПОЛУПРИЦЕП, УСКОРЕНИЕ, ЛЕСОМАТЕРИАЛЫ, ЗАМЕДЛЕНИЕ, ЛЕСОВОЗНАЯ ДОРОГА.

with a spring shock absorber has been developed. Based on the developed computer program, a preliminary assessment of the performance indicators of the proposed design of the coupling device was carried out. It has been established that the spring shock absorber of the fifth wheel coupling provides, during braking and acceleration, a decrease in the amplitude of acceleration oscillations between a timber tractor and a semi-trailer with timber in the range from 0.95 to 0.6 m/s². It was found that in order to reduce unfavorable vibrations of a semi-trailer with timber relative to a timber tractor, it is advisable to use dry friction in a spring shock absorber.

Keywords: SPRING SHOCK ABSORBER, TIMBER TRACTOR, TRAFFIC, FITCH, SEMI-TRAILER, ACCELERATION, LESHOMATERIALS, DECELERATION, TIMBER ROAD.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

За последние десятилетия тягачи с полуприцепами заняли лидирующее положение в транспортной отрасли РФ. Это связано с их преимуществами, которые заключаются в большой грузоподъемности, высокой эффективности перевозочного процесса, а также низкой стоимости и значительной экономии топлива. Самозагружающиеся лесовозные тягачи с полуприцепами составляют основу цепочек поставки лесоматериалов в России. В однозвенных цепочках поставок самозагружающиеся автопоезда охватывают все объемы транспортирования заготавливаемой и отгружаемой древесины от лесозаготовок до лесозаготовительных предприятий и потребителей [1, 2].

Эффективность функционирования тягачей с полуприцепами зависит от большого количества факторов, исследование влияния которых отражено в научных статьях, как российских, так и зарубежных ученых [3-15].

В работе Andrew Tarko и др. [3] приведена методология исследования оценки склонности тягача с полуприцепом к авариям и опрокидыванию на дорогах с крутыми поворотами в дневное и ночное время в зависимости от скорости движения автопоезда, положения его центра тяжести, состояния подвески, ширины и характеристик шин, продольного и поперечного распределения веса груза, а также ограничения видимости и усталости водителей. На основании разработки усовершенствованной 3D модели опрокидывания автопоезда, а также сбора данных, путем обработки видеоматериалов, полученных удаленно, было выявлено, что склонность к опрокидыванию автопоезда в ночное время ниже, чем в дневное время. Это связано с более спокойным, последовательным поведением водителей, с более осторожным управлением автопоезда при приближении к крутым поворотам и их безопасному прохождению.

R. Veldhuizen и др. [4] в научной статье исследовали влияние аэродинамических

качеств нескольких тягачей с полуприцепами, движущихся друг за другом на дистанциях 10, 20, 30, 40, 50 и 70 м на изменение их расхода топлива. Было выявлено, что у впереди движущегося автопоезда расход топлива не изменился, у движущегося следом автопоезда расход топлива сократился на $9 \pm 2,8$ % при дистанции следования 50 м, на $10,6 \pm 3,1$ % при дистанции следования 10 м, и при дистанции следования 70 м на 8,3 % соответственно.

Научная работа Guang Xia и др. [5] посвящена исследованию проблемы управления тягачом с полуприцепом при движении задним ходом по прямой, сопровождающимся возможным раскачиванием полуприцепа, ухудшением устойчивости и складыванием автопоезда. Рассмотрена стратегия линейного реверсивного управления автопоездом, основанная на достижении стабильных и допустимых значений угла сцепки тягача с полуприцепом при контроле угла поворота рулевого колеса. Определенные на основе имитационного моделирования допустимые углы сцепки тягача и полуприцепа позволяют повысить безопасность движения автопоезда задним ходом, исключая возникновение аварийных ситуаций, в частности складывания автопоезда.

Anil K. Madhusudhanan и др. [6] исследовали в своей работе влияние аэродинамических характеристик и массы полуприцепов на расход топлива автопоезда. Оценка результатов, выполненная на основе моделирования и эксплуатационных испытаний показала, что аэродинамические характеристики исследуемых полуприцепов снижают коэффициент сопротивления воздуха на 7,2 %, использование более легких полуприцепов, оснащенных широкими одинарными шинами позволяет снизить коэффициент сопротивления качению на 10 %. Кроме этого, результаты компьютерного моделирования показали, что полуприцеп, имеющий меньшую массу, лучшие аэродинамические характеристики способствует сокращению расхода топлива автопоездом на 20,2 % в условиях движения на большие расстояния с высокой средней скоростью.

Narun Chowdhury и др. [7] исследовали влияние аэродинамических характеристик тягача с полуприцепом на расход топлива. Результаты исследования в аэродинамической трубе, проведенные с моделью автопоезда, изготовленного в масштабе 1 / 10, показали, что установка на автопоезд внешних дополнительных приспособлений (переднего и бокового обтекателя, оборудования, закрывающего зазоры и пространство внутри тягача и полуприцепа) способствует при воздействии бокового ветра уменьшению на 26 % аэродинамического сопротивления в сравнении с базовым автопоездом, и, следовательно значительной экономии топлива.

Sunday Vako и др. [8] выполнили с целью повышения безопасности дорожного движения исследование статических и динамических характеристик тягачей с полуприцепами, движущихся в различных режимах по дорогам с частыми поворотами, крутыми подъемами и спусками. Установлено, что чем больше масса автопоезда, тем дальше располагается от седельно-сцепного устройства его центр тяжести, что оказывает влияние на запас прочности против опрокидывания тягача с полуприцепом. Определено, что увеличение высоты расположения центра тяжести снижает устойчивость к опрокидыванию тягача с полуприцепом. Выявлено также, что на устойчивость автопоезда оказывает влияние расстояние между тягачом и центром тяжести полуприцепа, а также взаимное расположение сцепного устройства относительно центра тяжести автопоезда.

Erik Dahlberg и др. [9] в своей работе исследовали показатели динамической устойчивости автопоезда в зависимости от конструктивного размещения седельно-сцепного устройства относительно продольной оси автопоезда. Выявлено, что смещение седельно-сцепного устройства ближе к задней оси тягача сопровождается потерей устойчивости автопоезда, а также возможному опрокидыванию из-за его чрезмерной поворачиваемости. Установлено, что ходовые качества тягача с полуприцепом ухудшаются по мере размещения седельно-сцепного устройства ближе к передней оси тягача.

Dang Viet Ha и др. [10] в своей статье выполнили оценку снижения динамической

нагрузки на все оси полуприцепов исследуемых автопоездов при их различных режимах движения по дорогам разного типа. Одни исследуемые полуприцепы были оснащены пневматической подвеской, другие рессорной. Установлено, что полуприцепы, оснащенные пневматической подвеской в сравнении с полуприцепами с рессорной подвеской позволяют снизить динамическую нагрузку автопоезда на скоростях движения в диапазоне от 20 до 100 км/ч.

Guoxing Bai и др. [11] исследовали в своей работе процесс преодоления различных препятствий беспилотным лесовозным тягачом с полуприцепом. Предложена новая модель обхода препятствий, основанная на использовании в качестве показателя объезда препятствия – расстояние между препятствиями и продольную ось полуприцепа. Разработан новый контроллер обхода препятствий, значительно снижающий ошибку при движении автопоезда, а также обеспечивающий предотвращение столкновения полуприцепа с препятствием.

Qianwen Zhang и др. [12] в своем исследовании на основании имитационного моделирования изучили влияние бокового ветра на управляемость тягача с полуприцепом. Аэродинамические характеристики автопоезда при различном боковом ветре определялись методом вычислительной гидродинамики. Сравнение влияния бокового ветра на управляемость тягача с полуприцепом, оснащенным обтекателями и без них показало, что их установка улучшает управляемость автопоезда.

Christoph Kogler и др. [13] в своей работе рассмотрели инновационную стратегию логистики для обеспечения ускорения процесса вывозки заданного количества лесоматериалов. На основе дискретно-событийного моделирования была исследована многоступенчатая транспортная концепция, заключающаяся в синхронной перегрузке лесоматериалов на автомобильном терминале четырьмя перевалочными партиями из самозагружающихся лесовозных тягачей с полуприцепами. Основными показателями эффективности выступали объемы перевалки лесоматериалов, затраты, а также оптимальная конфигурация парка лесовозных тягачей с полуприцепами. Использование данной концепции позволяет для различных маршрутов вывозки сократить количество самозагружающихся лесовозных автопоездов до 50 %. Так, увеличение допустимой полной массы лесовозного тягача с полуприцепом с 44 т до 50 т дает возможность сократить на 20-38 % потребность в автопоездах. В свою очередь меньшее количество лесовозных автопоездов прибывающих на терминал, способствует сокращению времени ожидания в очереди, снижению на 6-11 %, приходящихся на 1 тонну транспортных расходов.

Pawel Kozakiewicz и др. [14] исследовали проблему изменчивости плотности древесины при изменении ее влажности, применительно к технико-эксплуатационным параметрам лесовозных тягачей с полуприцепами. Выявлено на основе использования стереометрического метода, что влажность древесины, а, следовательно, ее весовые характеристики в процессе вывозки лесовозными автопоездами во многом зависят от сезона года. Это дает возможность прогнозировать на основании определения плотности древесины, ее изменяющуюся массу, и, следовательно, полноту загруженности лесовозных тягачей с полуприцепами.

Marcomini J. V. И др. [15] в своей статье исследовали выход из строя шкворня седельно-сцепного устройства тягача с полуприцепом, при движении автопоезда в условиях недостаточно обустроенных дорог. Установлено, что отказ исследуемого шкворня, изготовленного из стального стержня горячей штамповкой произошел по причине нарушения технологического процесса изготовления. Это способствовало при дальнейшей эксплуатации автопоезда к нагреву шкворня, воздействию на него ударных нагрузок, а также усталостному износу шкворня. Тяжелые условия эксплуатации привели к пластической деформации шкворня, возникновению зазора между шкворнем и седельно-сцепным устройством, а также окислительных темных участков, свидетельствующих о воздействии повышенных температур.

Представленный обзор научных работ зарубежных авторов позволяет заключить, что на эффективность работы лесовозного тягача с полуприцепом оказывают влияние следующие факторы: устойчивость к складыванию и опрокидыванию автопоезда; расположение центра тяжести автопоезда; уровень обустроенности дорог, наличие на них спусков, подъемов, поворотов, поперечных уклонов; ограниченность видимости; степень усталости водителя; тип используемой в полуприцепе подвески и ее техническое состояние; ширина и характеристики шин; скорость движения и аэродинамические характеристики; управляемость при движении автопоезда задним ходом; загруженность автопоезда, а также конструктивная масса полуприцепа; оптимальный маршрут движения в процессе вывозки лесоматериалов; изменяющаяся влажность вывозимых лесоматериалов. Кроме этого на эффективность лесовозного тягача с полуприцепом оказывает значительное влияние: угол сцепки тягача с полуприцепом, расположение седельно-сцепного устройства относительно задней оси тягача; технологический процесс изготовления шкворня седельно-сцепного устройства; конструктивное совершенство седельно-сцепного устройства.

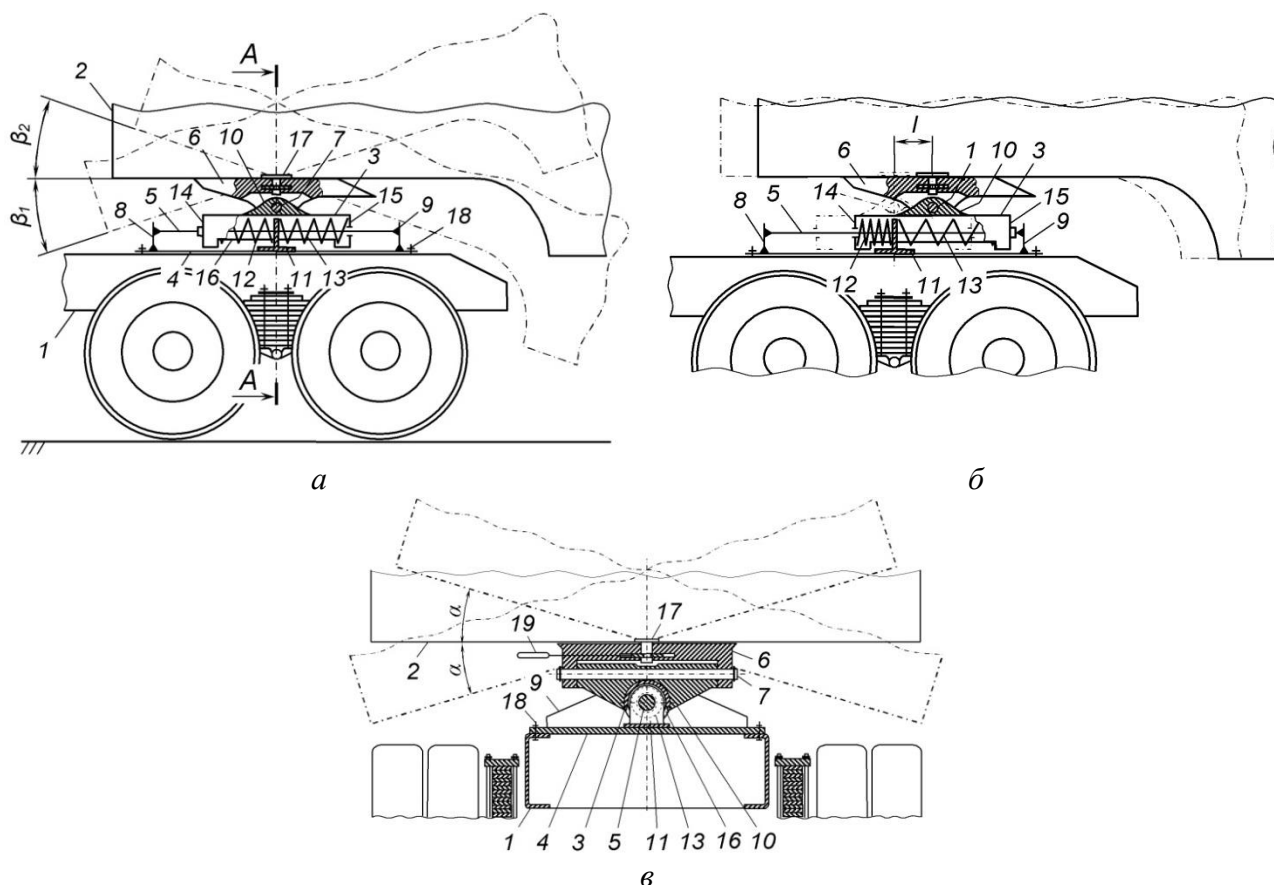
Ранее выполненные авторами исследования показывают, что в настоящее время отсутствуют конструкции седельно-сцепных устройств, одновременно обеспечивающие: высокие показатели надежности лесовозных тягачей с полуприцепами в процессе эксплуатации их в сложных дорожных условиях за счет наличия в их конструкции пружинного амортизатора; сокращение расхода топлива за счет обеспечения поэтапного трогания с места тягача и полуприцепа; повышение показателей плавности хода лесовозного тягача с полуприцепом в процессе движения в сложных дорожных и природно-климатических условиях; повышения уровня комфортности управления лесовозным автопоездом для водителей [16-20].

Целью данного исследования является: предварительная оценка на основе имитационного моделирования эффективности разработанной авторами конструкции седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором; выявление закономерностей изменения во времени смещения и ускорения лесовозного тягача относительно полуприцепа с лесоматериалами; определение закономерностей влияния коэффициента жесткости передней пружины амортизатора на максимальные значения продольных смещений и ускорения полуприцепа с лесоматериалами относительно лесовозного тягача; установление закономерностей изменения коэффициента сухого трения в пружинном амортизаторе от максимальных продольных смещений и ускорения полуприцепа с лесоматериалами относительно лесовозного тягача при смене режима движения с торможения на разгон.

2 Материалы и методы

Разработанная ранее авторами для лесовозного тягача с полуприцепом конструкция седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором представлена на рисунке 1. Такое конструктивное исполнение седельно-сцепного устройства дает возможность сглаживать резкие изменения величины силы в продольном направлении между звеньями автопоезда, улучшая плавность движения лесовозного тягача с полуприцепом по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам с частыми вынужденными ускорениями и замедлениями. Сглаживание возникающих сил между звеньями автопоезда при неустановившихся режимах движения (торможении, разгоне, трогании) осуществляется за счет имеющегося в конструкции седельно-сцепного устройства пружинного амортизатора, позволяющего за счет использования в нем упругих элементов создавать эффект амортизации. Практическое использование такого устройства в конструкции лесовозного автопоезда дает возможность за счет выше описанных его преимуществ: повысить надежность автопоезда; сократить расход топлива, за счет использования меньшей мощности в процессе трогания с места; улучшить условия функционирования двигателя и трансмиссии лесовозного тягача; повысить комфортность управления лесовозным автопоездом [21, 22].

Для предварительной оценки эффективности предлагаемой конструкции седельно-сцеп-



а – статическое состояние седельно-сцепного устройства; *б* – состояние устройства при трогании с места или разгоне; *в* – сечение устройства по *A-A*;
 1 – рама лесовозного тягача; 2 – полуприцеп с лесоматериалами; 3 – цилиндрический корпус;
 4 – монтажная плита; 5 – продольная ось; 6 – опорная плита седла; 7 – поперечная ось;
 8, 9 – крайние опоры; 10 – кронштейн; 11 – промежуточная опора; 12, 13 – пружины сжатия;
 14, 15 – торцевые крышки; 16 – продольный паз; 17 – шкворень; 18 – крепления; 19 – рукоятка запорного механизма; α , β_1 , β_2 – углы наклона опорной плиты седла (рамы полуприцепа) относительно рамы лесовозного тягача в поперечно-вертикальной плоскости, вперед и назад в продольно-вертикальной плоскости, соответственно

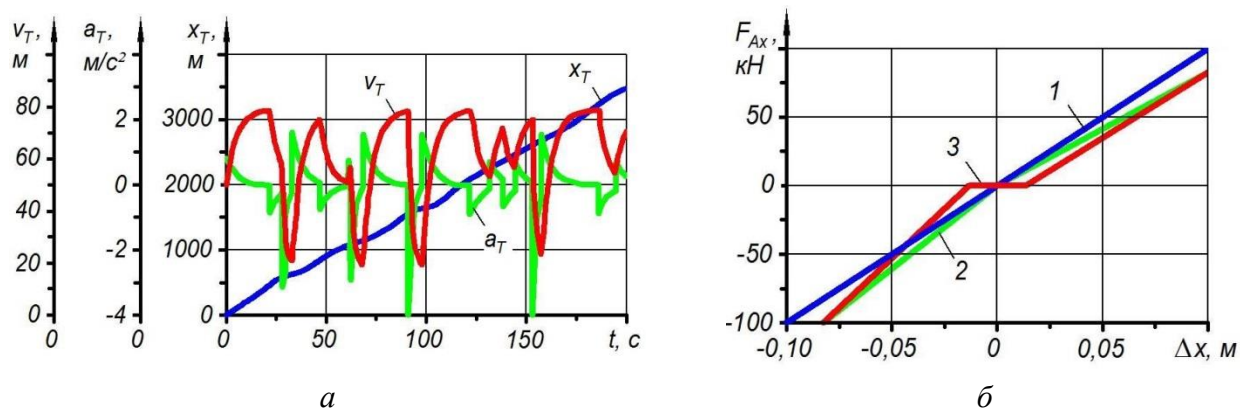
Рисунок 1 – Перспективная конструкция седельно-сцепного устройства для лесовозного тягача с полуприцепом

ного устройства в режиме движения лесовозного тягача с полуприцепом с частыми разгонами и торможениями при вывозке лесоматериалов на большие расстояния, разработана с использованием методов классической механики математическая модель, а также компьютерная программа, реализующая данную модель [23, 24].

Для воспроизведения работы пружинного амортизатора седельно-сцепного устройства, в математической модели требовалось описать взаимодействие при движении по условно ровной лесовозной дороге лесовозного тягача с полуприцепом со случайно задаваемыми в компьютерной программе ускорениями и замедлениями, а также взаимное перемещение лесовозного тягача относительно полуприцепа (рис. 2, *а*).

В математической модели упрощенно описываются существующие дорожные условия, способствующие движению загруженного лесоматериалами лесовозного автопоезда в неустановившихся режимах (замедления и ускорения).

Рассмотрим три возможных режима движения с ускорением лесовозного тягача с полуприцепом.



1 – традиционное седельно-цепное устройство (значение коэффициента жесткости c_0 в процессе торможения и разгона постоянное); 2 – перспективная конструкция седельно-цепного устройства с различными значениями коэффициентов жесткости c_2, c_1 пружин в процессе торможения и разгона; 3 – перспективная конструкция седельно-цепного устройства с диапазоном свободного хода Δx

Рисунок 2 – Зависимости изменения от времени t координаты x_T , скорости v_T и ускорения a_T лесовозного тягача с полуприцепом – а и силовые характеристики седельно-цепных устройств $F_{Ax}(\Delta x)$ – б

Первый режим ($R = 0$), при котором автопоезд разгоняется с ускорением до максимальной скорости $v_{ц} = 80$ км/ч. Ускорение в данном случае пропорционально разности между максимальной скоростью $v_{ц}$ лесовозного автопоезда и текущей его скоростью v [25-30]:

$$a = k_p (v_{ц} - v), \quad (1)$$

где k_p – коэффициент управления разгоном лесовозного автопоезда.

Второй режим ($R = 1$), при котором лесовозный автопоезд осуществляет плановое торможение, снижая скорость движения v_T до значения 40 км/ч. Ускорение в данном случае пропорционально разности между необходимой скоростью v_T лесовозного автопоезда и текущей его скоростью v :

$$a = k_T (v_T - v), \quad (2)$$

где k_T – коэффициент управления торможением лесовозного автопоезда.

Третий режим ($R = 2$), при котором лесовозный автопоезд осуществляет экстренное торможение, снижая скорость движения $v_{ЭТ}$ до значения 20 км/ч. Ускорение в данном случае пропорционально разности между необходимой скоростью $v_T, v_{ЭТ}$ лесовозного автопоезда и текущей его скоростью v :

$$a = k_{ЭТ} (v_{ЭТ} - v), \quad (3)$$

где $k_{ЭТ}$ – коэффициент управления экстренным торможением.

Алгоритм составления кинематического условия неустановившегося движения лесовозного тягача с полуприцепом приведен на рисунке 3. Движение лесовозного автопоезда начинается в первом режиме разгона $R = 0$ со скорости 50 км/ч. Далее этот режим движения лесовозного автопоезда в случайный момент времени сменяется или вторым режимом торможения автопоезда $R = 1$, или третьим режимом экстренного торможения автопоезда $R = 2$. С этой целью на каждом шаге интегрирования по времени τ (0,003 с) осуществляется проверка значения случайной величины F , которая равномерно распределена в диапазоне от 0 до 1. Если

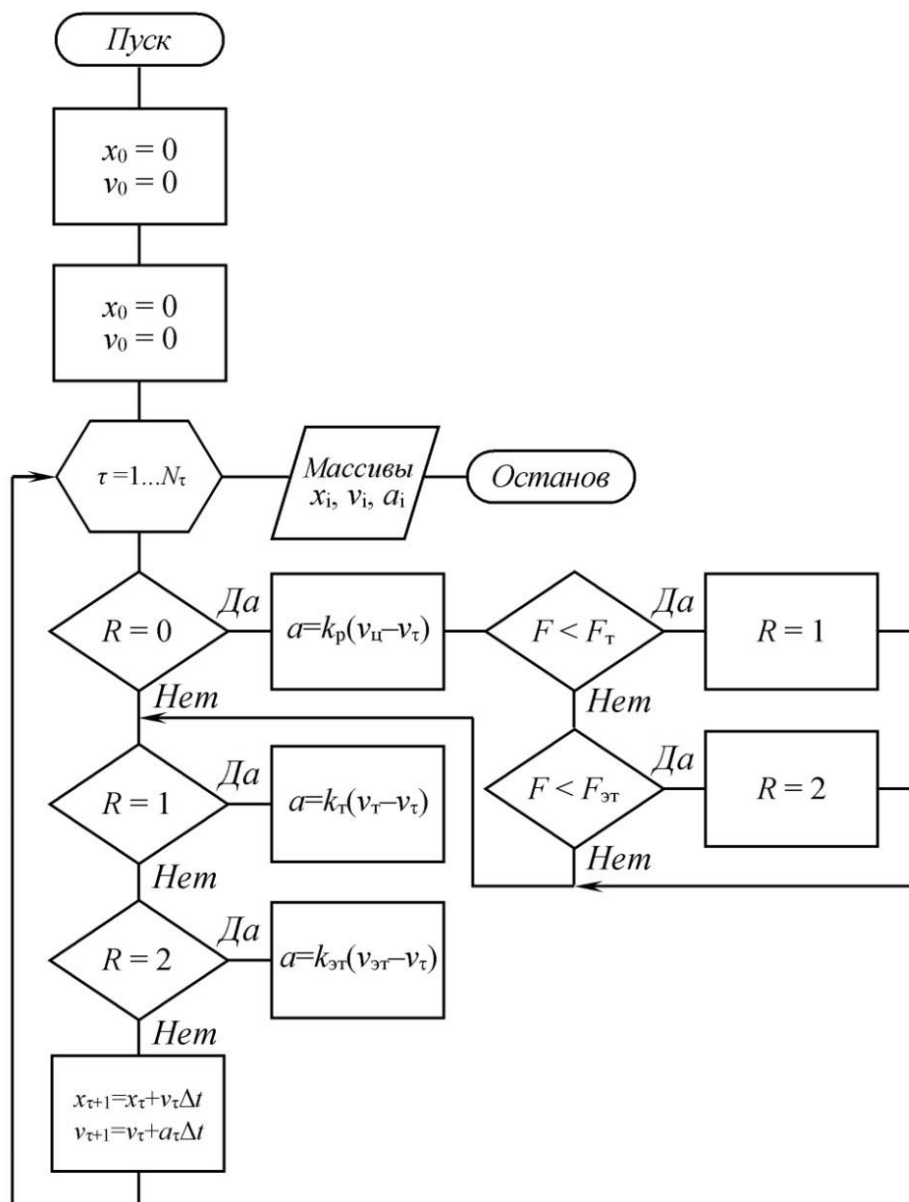


Рисунок 3 – Алгоритм, задающий кинематические условия движения лесовозного тягача с полуприцепом

случайная величина F для торможения лесовозного автопоезда $< 0,0002$ или для экстренного торможения автопоезда $< 0,0001$, то выполняется смена режима движения автопоезда. Кроме этого также производится генерирование длительности планового и экстренного торможения. Для планового торможения длительность составляет 5-15 с, для экстренного 4-7 с соответственно. Приведенный алгоритм дает возможность воспроизвести приближенное к реальным условиям поведение водителя в процессе управления им лесовозным тягачом с полуприцепом, а также выводить на экран закономерности изменения во времени координаты лесовозного тягача с полуприцепом, его скорости и ускорения, которые являются основой для оценки показателей эффективности предлагаемой конструкции пружинного амортизатора седельно-сцепного устройства (рис. 2, а).

В данном исследовании определяется возможность снижения неблагоприятных колебаний расстояния между лесовозным тягачом и полуприцепом. Одним из основных способов уменьшения неблагоприятных колебаний является использование нелинейных упругих систем вместо линейных. Предлагаемая конструкция пружинного амортизатора, име-

ющего две отдельно работающие пружины на разгон и торможение лесовозного тягача с полуприцепом, позволяет использовать два подхода для создания нелинейной упругой системы. На рисунке 2, б показаны три типа силовых характеристики пружинного амортизатора седельно-цепного устройства, проверяемых в разработанной модели. Силовая характеристика представляет собой зависимость силы между лесовозным тягачом и полуприцепом в продольном направлении F_{Ax} (в данном случае имеется в виду упругая составляющая силы без учета сил сухого и вязкого трения) от изменения расстояния между лесовозным тягачом и полуприцепом Δx . Первая силовая характеристика – линейная – соответствует обычным конструкциям седельно-цепного устройства 1 (рис. 2, б). Предлагаемая конструкция пружинного амортизатора седельно-цепного устройства позволяет использовать отдельные независимые пружины на разгон и торможение седельного лесовозного автопоезда с коэффициентами жесткости c_1 и c_2 , кривая – 2 (рис. 2, б). Это позволяет получить нелинейную характеристику, и при колебаниях упругой системы вблизи $\Delta x = 0$ должно приводить к перераспределению энергии колебаний и исключению резонансных эффектов. Кроме того, в предлагаемой конструкции пружинного амортизатора можно предусмотреть свободный ход (люфт) $2 \cdot \Delta x_{л}$ между началом работы пружин на разгон и торможение, в котором не возникает упругая сила, но довольно велики силы сухого и вязкого трения, кривая – 3 (рис. 2, б). Это создаст дополнительную нелинейность, что позволит еще эффективнее перераспределить и рассеять неблагоприятную энергию продольных колебаний полуприцепа относительно лесовозного тягача.

Описанная силовая характеристика переносится в разработанную математическую модель путем задания явного вида выражений для продольной силы взаимодействия между тягачом и полуприцепом F_{Ax}, F_{Bx} [25-30]:

$$F_{Ax} = -F_{Bx} = \begin{cases} c_1 (x_A - x_B - \Delta x_{л}), & x_A - x_B > \Delta x_{л}; \\ 0, & -\Delta x_{л} \leq x_A - x_B \leq \Delta x_{л}; \\ c_2 (x_A - x_B - \Delta x_{л}), & x_A - x_B < -\Delta x_{л}; \end{cases} - \sin n \left(\frac{dx_A}{dt} - \frac{dx_B}{dt} \right) k_{CT} \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} - k_{BT} \left(\frac{dx_A}{dt} - \frac{dx_B}{dt} \right) \quad (4)$$

где sign – функция, возвращающая знак аргумента; k_{CT} и k_{BT} – коэффициенты сухого и линейно-вязкого трения.

Показатели эффективности пружинного амортизатора седельно-цепного устройства, рассчитываемые по результатам моделирования, должны оценивать уровень гашения неблагоприятных колебаний, возникающих при смене режимов ускорения и замедления лесовозного автопоезда. Поэтому в качестве основных показателей эффективности пружинного амортизатора выбраны максимальные амплитуда смещения и амплитуда ускорений продольных колебаний полуприцепа относительно лесовозного тягача. В процессе численного интегрирования, на каждом его шаге τ , определялось мгновенное значение смещения Δx_{AB}^τ по расстоянию между точками A и B лесовозного тягача и полуприцепа. Мгновенное продольное ускорение a^τ определяли численным методом следующим образом:

$$a^\tau = \frac{\Delta x_{AB}^{\tau+1} + \Delta x_{AB}^{\tau-1} - 2\Delta x_{AB}^\tau}{(\Delta t)^2}, \quad (5)$$

где $\Delta x_{AB}^{\tau-1}, \Delta x_{AB}^\tau, \Delta x_{AB}^{\tau+1}$ – смещение вдоль оси Ox полуприцепа относительно лесовозного тягача, приведенное к точкам контакта A и B , предыдущий $\tau-1$, текущий τ и последующий $\tau+1$ шаги интегрирования по времени дифференциальных уравнений; Δt – величина шага интегрирования по времени.

После проведения каждого компьютерного эксперимента по таблично заданным функциям Δx_{AB}^τ и a^τ определялись характерные максимальные смещение и ускорение, усредненных по достаточно длительному временному интервалу [25-30]:

$$\Delta x_M = \frac{1}{N_{CP} - 1} \sum_{i=1}^{N_{CP}-1} \max_{\left[\frac{t_i}{\Delta t} \right] < \tau < \left[\frac{t_{i+1}}{\Delta t} \right]} \left| \Delta x_{AB}^\tau \right|, \quad (6)$$

$$a_M = \frac{1}{N_{CP} - 1} \sum_{i=1}^{N_{CP}-1} \max_{\left[\frac{t_i + 2t_{a1}}{\Delta t} \right] < \tau < \left[\frac{t_{i+1}}{\Delta t} \right]} \left| a^\tau \right|, \quad (7)$$

где N_{cp} – количество случаев смены режимов движения (ускорение на замедление, или замедление на ускорение); i – порядковый номер случая смены режима движения; t_i – момент времени, в который произошла i -я смена режима движения; t_{a1} – интервал времени между началом смены режима движения и первым максимумом колебательного процесса (при определении максимального ускорения используется второй максимум колебательного процесса); квадратные скобки [...] – оператор выделения целой части числа с округлением.

Для реализации разработанного математического аппарата и проведения серий компьютерных экспериментов разработана компьютерная программа, интерфейс которой представлен на рисунке 4. Программа предназначена для моделирования ускорений и замедлений лесовозного седельного автопоезда, движущегося по ровной опорной поверхности, статистически близких к реальным условиям движения, с целью определения эффективности пружинного амортизатора в улучшении характера колебаний полуприцепа относительно лесовозного тягача.

В разработанной программе могут быть заданы более 30 физических и геометрических параметров пружинного амортизатора, седельно-цепного устройства, лесовозного автопоезда и режимов его движения (рис. 5).

Первую группу входных переменных составляют параметры разработанного пружинного амортизатора седельно-цепного устройства: c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости передней и задней пружин амортизатора; $\Delta x_{\text{л}}$ – свободный ход амортизатора (люфт) между началом работы передней и задней пружин; $k_{\text{ст}}$ и $k_{\text{вт}}$ – коэффициенты сухого и вязкого трения при движении составных частей пружинного амортизатора.

Вторую группу входных переменных модели составляют условия движения лесовозного автопоезда: $v_{\text{ц}}$ – целевая скорость движения лесовозного тягача с полуприцепом в продольном направлении OX ; $m_{\text{п}}$ – масса полуприцепа.

К третьей группе переменных относятся параметры ускоренного и замедленного движения, статистически подобного реальному движению лесовозного автопоезда: $p_{\text{т}}$ и $p_{\text{эт}}$ – вероятности начала торможения и экстренного торможения соответственно на текущем шаге интегрирования по времени уравнений движения; $v_{\text{т}}$ и $v_{\text{эт}}$ – скорости, до которых производится плановое и экстренное торможение соответственно; $k_{\text{р}}$, $k_{\text{т}}$, $k_{\text{эт}}$ – коэффициенты управления разгоном, плановым и экстренным торможением соответственно, определяющие величину соответствующих ускорений.

Эффективность разработанного пружинного амортизатора седельно-цепного устройства оценивается двумя показателями: $\Delta x_{\text{м}}$ – характерное максимальное продольное смещение полуприцепа относительно лесовозного тягача от равновесного (нейтрального) положения; $a_{\text{м}}$ – характерное максимальное продольное ускорение полуприцепа относительно лесовозного тягача. Эффективность разработанного пружинного амортизатора будет тем выше, чем ниже будут характерные ускорение и смещение полуприцепа относительно лесовозного тягача. В процессе теоретического исследования необходимо установить влияние параметров пружинного амортизатора седельно-цепного устройства на максимальные смещение $\Delta x_{\text{м}}$ и ускорение $a_{\text{м}}$.

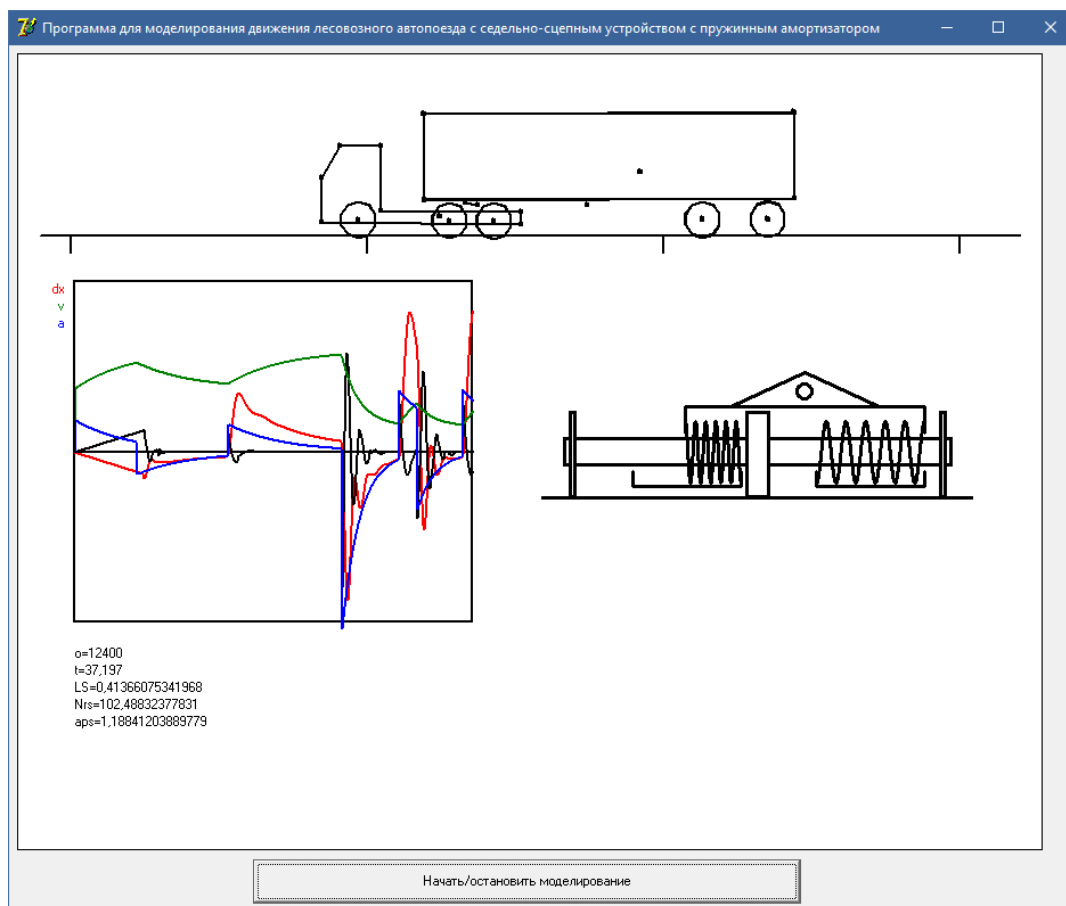


Рисунок 4 – Интерфейсная форма вывода на экран результатов для моделирования ускоренного и замедленного движения лесовозного тягача с полуприцепом, оснащенного седельно-сцепным устройством с пружинным амортизатором

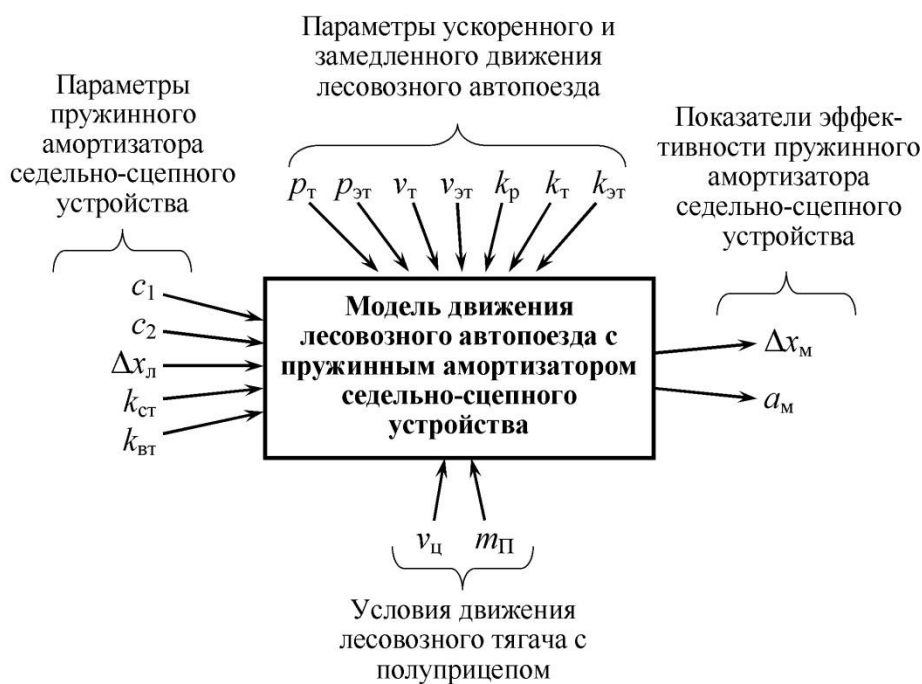
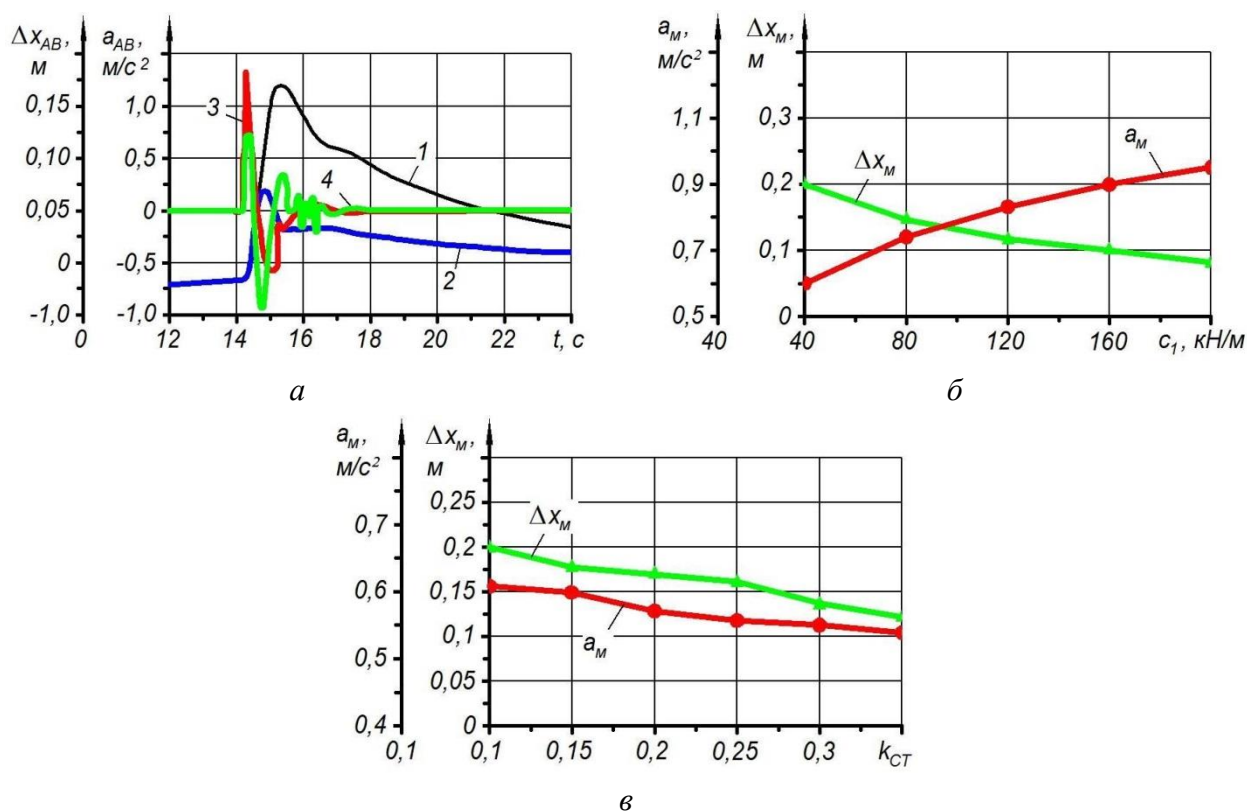


Рисунок 5 – Схема выходных показателей математической модели в зависимости от входных параметров сцепного устройства, условий движения лесовозного автопоезда

3 Результаты исследования

Теоретическое исследование основано на многократном проведении компьютерных экспериментов, при которых движется с ускорениями и замедлениями модель лесовозного автопоезда, оснащенного разработанным пружинным амортизатором седельно-цепного устройства. В процессе каждого компьютерного эксперимента модельный лесовозный автопоезд двигался в течение 200 с, при этом он преодолевал дистанцию 4 км. Характер изменения кинематических параметров был неизменным во всех осуществляемых экспериментах в компьютерной программе. При осуществлении эксперимента в компьютерной программе рассчитывалось максимальное смещение и максимальное ускорение полуприцепа относительно лесовозного тягача.

Одним из наиболее важных изучаемых процессов является смена режима торможения седельного лесовозного автопоезда режимом разгона (момент времени 14,3 с на графиках рис. 6, а). При этом резко возрастает смещение Δx_{AB} полуприцепа относительно лесовозного тягача, кривые – 1 и 2 (рис. 6, а). В случае линейной упругой силовой характеристики седельно-цепного устройства (тонкая линия) наблюдается выраженный переходной колебательный процесс в интервале времени 14,3 ... 24 с, в частности, выражен локальный минимум после первого максимума функции. В случае же использования предлагаемого пружинного амортизатора с двумя пружинами различной жесткости (жесткость пружины, работающей на



кривые 1 и 4 – при смене режима торможения режимом разгона для линейного упругого элемента в седельно-цепном устройстве ($c_1 = c_2$) и кривые 2 и 3 – при смене режима торможения режимом разгона для пружинного амортизатора с различной жесткостью пружин на разгон и торможение ($c_1 = 0,3 c_2$) – а

Рисунок 6 – Зависимости от времени t смещения Δx_{AB} и ускорения a_{AB} лесовозного тягача относительно полуприцепа – а, влияние коэффициента жесткости c_1 передней пружины амортизатора – б и коэффициента сухого трения k_{CT} в пружинном амортизаторе седельно-цепного устройства – в на характерные значения максимальных продольных смещений Δx_M и ускорение a_M полуприцепа относительно лесовозного тягача при смене режима движения и торможения на разгон

разгон составляет 30 % от жесткости пружины, работающей на торможение), переходный процесс выражен значительно слабее: минимум после главного максимума практически не прослеживается, кривая – 1 (рис. 6, а).

Более явно преимущество предлагаемой модификации седельно-цепного устройства отражается на зависимости от времени ускорения полуприцепа относительно лесовозного тягача $a_{AB}(t)$, кривые – 3 и 4 (рис. 6, а). Первый всплеск ускорения при $t = 14,3$ с связан с резкой сменой характера движения и не зависит от жесткости упругого элемента. Однако характер дальнейшего колебания определяется линейными или нелинейными свойствами упругого элемента седельно-цепного устройства. В частности, амплитуда колебания ускорения в отрицательную сторону при $t = 14,8 \dots 15,2$ с для предлагаемого пружинного амортизатора значительно меньше $0,60 \text{ м/с}^2$, чем для линейного упругого элемента $0,95 \text{ м/с}^2$. Кроме того, для предлагаемого практически не выражен второй пик колебания ускорения в положительную сторону, тогда как для линейного упругого элемента пик значителен и составляет $0,35 \text{ м/с}^2$.

Так как одним из достоинств предлагаемой конструкции пружинного амортизатора седельно-цепного устройства является возможность использовать две различные жесткости упругого элемента для режимов разгона и торможения, с помощью разработанной компьютерной программы выполнена серия экспериментов, при осуществлении которых изменяли коэффициент жесткости c_1 передней пружины амортизатора, сжимаемой в режиме разгона. Коэффициент c_1 принимал значения 40, 80, 120, 160, 200 кН/м. При этом коэффициент жесткости c_2 задней пружины амортизатора был постоянным и составлял 200 кН/м. Параметр люфта амортизатора $\Delta x_{\text{л}}$ был равен нулю, коэффициент сухого трения составлял 0,15. Обнаружено, что снижение жесткости передней пружины амортизатора по отношению к задней с 200 до 40 кН/м позволяет снизить амплитуду продольного ускорения a_m с 0,95 до 0,60 (рис. 6, б), однако при этом увеличивается величина перемещения Δx_m составных частей амортизатора с 0,09 до 0,20 м (рис. 6, б). Так как размеры пружинного амортизатора сопоставимы с характерными размерами седельного сцепного устройства (порядка 0,5...1,0 м), то величина смещение в пружинном амортизаторе 0,20 мм является вполне приемлемой. На основании этого в качестве оптимальной комбинации коэффициентов жесткости передней и задней пружин можно рекомендовать соотношение $c_1 = (0,2 \dots 0,3) c_2$, или $c_1 = 40\text{-}60 \text{ кН/м}$, $c_2 = 200 \text{ кН/м}$.

Характер затухания колебаний в механической системе определяется не только упругими свойствами системы, но и эффектами сухого и вязкого трения. В предложенной конструкции пружинного амортизатора седельно-цепного устройства присутствуют пары трения нескольких типов, в которых может быть существенным сухое трение из-за значительных нормальных (перпендикулярных к продольной оси амортизатора) нагрузок. С целью изучения влияния коэффициента сухого трения $k_{\text{ст}}$ в амортизаторе на интенсивность снижения уровня колебаний выполнена в компьютерной программе серия экспериментов, в процессе которых значение коэффициента сухого трения $k_{\text{ст}}$ изменяли с шагом 0,05 в диапазоне 0,1-0,35. При этом для всех компьютерных экспериментов серии выдерживали постоянными жесткости передней и задней пружин $c_1 = 60 \text{ кН/м}$, $c_2 = 200 \text{ кН/м}$. Свободный ход в амортизаторе (люфт) был исключен: $\Delta x_{\text{л}} = 0$. Увеличение коэффициента трения благоприятно сказывается на снижении колебаний в механической системе «лесовозный тягач-полуприцеп» (рис. 6, в). С увеличением коэффициента трения с 0,10 до 0,35 характерная амплитуда продольного смещения Δx_m полуприцепа относительно лесовозного тягача уменьшается с 0,20 до 0,12 м (рис. 6, в), характерная амплитуда продольного ускорения a_m уменьшается с 0,61 до $0,53 \text{ м/с}^2$ (рис. 6). Однако практическое использование повышенного коэффициента трения ведет к износу пар трения и необходимости их регулярной замены. В этой связи целесообразно использовать пары трения с коэффициентом трения 0,2. При этом обеспечивается достаточно эффективное гашение неблагоприятных колебаний полуприцепа относительно лесовозного тягача: $\Delta x_m = 0,17 \text{ м}$; $a_m = 0,57 \text{ м/с}^2$.

4 Обсуждение и заключение

Проведенное исследование позволило установить, что на эффективность работы лесовозного тягача с полуприцепом оказывает влияние большое количество факторов. Среди них необходимо выделить: устойчивость к складыванию и опрокидыванию автопоезда; расположение центра тяжести автопоезда; уровень обустроенности дорог, наличие на них спусков, подъемов, поворотов, поперечных уклонов; ограниченность видимости; уровень усталости водителя; тип используемой в полуприцепе подвески и ее техническое состояние; ширина и характеристики шин; скорость движения и аэродинамические характеристики; управляемость при движении автопоезда задним ходом; загруженность автопоезда, а также конструктивная масса полуприцепа; оптимальный маршрут движения в процессе вывозки лесоматериалов; изменяющаяся влажность вывозимых лесоматериалов; угол сцепки тягача с полуприцепом, расположение седельно-сцепного устройства относительно задней оси тягача; технологический процесс и качество изготовления шкворня седельно-сцепного устройства; конструктивное совершенство седельно-сцепного устройства.

Предложенная авторами оригинальная конструкция седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором позволит обеспечить: высокие показатели надежности лесовозных тягачей с полуприцепами в процессе эксплуатации в сложных дорожных условиях за счет наличия в их конструкции пружинного амортизатора; сокращение расхода топлива за счет обеспечения поэтапного трогания с места тягача и полуприцепа; повышение показателей плавности хода лесовозного тягача с полуприцепом в процессе движения в сложных дорожных и природно-климатических условиях; повышения уровня комфортности управления лесовозным автопоездом для водителей; обеспечения более высокого уровня безопасности на всех этапах движения лесовозного тягача с полуприцепом.

Разработанная математическая модель, и компьютерная программа на ее основе позволили оценить эффективность оснащения лесовозного автопоезда предлагаемой конструкцией седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором. Эта конструкция при смене режима торможения на режим разгона, позволяет улучшить параметры колебательного процесса смещения полуприцепа относительно лесовозного тягача и снизить амплитуду колебаний ускорения с $0,95$ до $0,60$ м/с². Использование в амортизаторе различных пружин для разгона и торможения с коэффициентами жесткости соответственно $40 \dots 60$ и 200 кН/м (отношение коэффициентов жесткости передней и задней пружин составляет $0,2 \dots 0,3$) позволяет уменьшить характерную амплитуду продольных ускорений с $0,95$ до $0,6$ м/с², при приемлемом увеличении соответствующего продольного смещения полуприцепа относительно лесовозного тягача с $0,09$ до $0,20$ м. Для уменьшения неблагоприятных колебаний полуприцепа относительно лесовозного тягача целесообразно использовать сухое трение в пружинном амортизаторе: повышение коэффициента сухого трения с $0,1$ до $0,2$ позволяет снизить характерную амплитуду колебаний с $0,20$ до $0,17$ м и характерную амплитуду продольных ускорений с $0,61$ до $0,57$ м/с².

Для дальнейшего полноценного исследования приведенной конструкции седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором требуется разработать методику лабораторных исследований и полевых испытаний, спроектировать и изготовить опытный образец предлагаемой конструкции сцепного устройства, получить результаты экспериментального исследования, разработать практические рекомендации по рациональной эксплуатации предлагаемого седельно-сцепного устройства с пружинным амортизатором, а также предложить другие перспективные направления, способствующие повышению эффективности работы лесовозных тягачей с полуприцепами в сложных дорожных условиях.

Список литературы

1 Посметьев, В. И. Оценка актуальности использования в конструкции лесовозного тягача с полуприцепом рекуперативного пневмогидравлического седельно-сцепного

устройства / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. В. Авдюхин // Воронежский научно-технический вестник. – 2021. – Т. 3, № 3 (37). – С. 76-94. – *Библиогр.* : с. 90-94 (32 назв.). Режим доступа : <http://vestnikvgtla.ru/arhiv/2021/3-3-37-2021/76-94.pdf> – Загл. с экрана. – DOI 10.34220/2311-8873-2022-76-94.

2 Никонов, В. О. Современное состояние, проблемы и пути повышения эффективности лесовозного автомобильного транспорта / В. О. Никонов ; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2021. – 202 с. – *Библиогр.* : с. 181-202 (196 назв.).

3 Andrew Tarko Evaluating the rollover propensity of trucks – A roundabout example / Andrew Tarko, Thomas Hall, Mario Romero, Cristhian Guillermo Lizarazo Jimenez // *Accident Analysis and Prevention* 91 (2016) 127-134. – *Bibliogr.* : pp. 133-134 (20 titles). – DOI 10.1016/j.aap.2016.02.032.

4 R. Veldhuizen Fuel economy improvement by means of two European tractor semi-trailer combinations in a platooning formation / R. Veldhuizen, G. M. R. Van Raemdonck, J. P. Van der Krueke // *Journal of Wind Engineering Industrial Aerodynamics* 188 (2019) 217-234. – *Bibliogr.* : p. 234 (33 titles). – DOI 10.1016/j.jweia.2019.03.002.

5 Guang Xia Linear reversing control of semi-trailer trains based on hitch angle stable and feasible domain / Guang Xia, Mingzhuo Zhao, Xiwen Tang, Shaojie Wang, Linfeng Zhao // *Control Engineering Practice* 104 (2020) 104625. – *Bibliogr.* : p. 16 (36 titles). – DOI 10.106/j.conengprac.2020.104625.

6 Anil K. Madhusudhanan Effects of semi-trailer modifications on HGV fuel consumption / Anil K. Madhusudhanan, Daniel Ainalis, Xiaoxiang Na, Isabel Vallina Garcia, Michael Sataliffe, David Cebon // *Transportation Research Part D* 92 (2021) 102717. – *Bibliogr.* : pp. 11-12 (24 titles). – DOI 10.106/j.trd.2021.102717.

7 Harun Chowdhury A study on aerodynamic drag of a semi-trailer truck / Harun Chowdhury, Hazim Moria, Abdulkadir Ali, Iftexhar Khan, Firoz Alam, Simon Watkins // *Procedia Engineering* 56 (2013) 201-205. – *Bibliogr.* : p. 5 (8 titles). – DOI 10.1016/j.proeng.2013.03.108.

8 Sunday Bako Stability Analysis of a Semi-Trailer Articulated Vehicle : A Review / Sunday Bako, Bori Ige, Abdulkarim Nasir, Nicholas A. Musa // *International Journal of automotive science and technology*, 2021, Vol. 5, № 2, pp. 131-140. *Bibliogr.* : pp. 138-140 (74 titles).

9 Erik Dahlberg Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling / Erik Dahlberg, Johan P. Wideberg // *Proceedings 8-th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions.* – *Bibliogr.* : p. 10 (9 titles).

10 Dong Viet Ha Evaluation of Dynamic Load Reduction for a Tractor Semi-Trailer Using the Air Suspension system at all Axles of the Semi-Trailer / Dong Viet Ha, Vu Van Tan, Vu Thanh Niem, Olivier Sename // *Actuators* 2022, 11, 12. – *Bibliogr.* : pp. 21-22 (31 titles). – DOI 10.3390/act11010012.

11 Guoxing Bai Obstacle Avoidance of Semi-Trailers Based on Nonlinear Model Predictive Control / Guoxing Bai, Chen Liang, Yu Meng, Li Liu, Weidong Luo, Qing Gu // *World Electric Vehicle Journal* 2019, 10, 72. – *Bibliogr.* : pp. 19-21 (27 titles). – DOI 10.3390/wevj10040072.

12 Qianwen Zhang Numerical Investigation on Handling Stability of a Heavy Tractor Semi-Trailer under Crosswind / Qianwen Zhang, Chuqi Su, Yi Zhou, Chengcai Zhang, Jiuyang Ding, Yiping Wang // *Appl. Sci.* 2020, 10, 3572 – 18 p. – *Bibliogr.* : pp. 16-18 (40 titles). – DOI 10.3390/app10113672.

13 Christoph Kogler Simulating Combined Self-Loading Truck and Semitrailer Truck Transport in the Wood Supply Chain / Christoph Kogler, Alexander Stenitzep, Peter Rauch // *Forests* 2020, 11, 1245. – *Bibliogr.* : pp. 14-15 (27 titles). – DOI 10.3390/f11121245.

14 Pawel Kozakiewicz Importance of the Moisture Content of Large-Sized Scots Pine (*Pinus Sylvestris* L.) Roundwood in Its Road Transport / Pawel Kozakiewicz, Lukasz Tymendort, Gizegorz Trzcinski // *Forests*, 2021, 12, 879. – *Bibliogr.* : pp. 12-13 (36 titles). – DOI 10.3390/f12070879.

15 J. B. Marcomini Medina Failure Analysis of a Hot Forget SAE 4140 Steel Kingpin / J. B. Marcomini, C. A. R. P. Baptista, J. P. Pascon, R. L. Teixeira, P. C. // *International Journal of Engineering Research Science*, 2, 6, 2016. – 8 p. *Bibliogr.* : pp. 7-8. (17 titles).

16 V O Nikonov The results of simulation modeling of the operation of the regenerative fifth wheel hitch of a timber trailer / V O Nikonov, V I Posmetev and V V Posmetev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 656 (2019) 012039, – Pp. 1-8. – *Bibliogr.* : p. 8 (6 titles). – DOI 10.1088/1757-899X/656/1/012039.

17 Посметьев, В. И. Перспективная конструкция рекуперативного седельно-сцепного устройства лесовозного тягача с полуприцепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // Лесотехнический журнал. – 2019. – № 3 – С. 180-192. – *Библиогр.* : с. 189-192 (25 назв.). – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2019.3/17.

18 Посметьев, В. И. 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 10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19.

19 Посметьев, В. И. Моделирование работы рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в полуприцепа лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов // Лесотехнический журнал. – 2021. – Т. 11. – № 2 (42). – С. 133-148. – *Библиогр.* : с. 145-147 (17 назв.). – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2021.2/13.

20 Посметьев, В. И. Результаты имитационного моделирования процесса подачи и распределения смазочного материала в седельно-сцепном устройстве лесовозного тягача с полуприцепом / В. И. Посметьев, М. В. Драпалюк, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // Лесотехнический журнал. – 2021. – Т. 11. – № 1 (41). – С. 132-146. – *Библиогр.* : с. 143-146 (20 назв.). – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2021.1/12.

21 Патент на изобретение № 2749393 РФ, МПК В62D 53/08. Седельно-сцепное устройство автопоезда с пружинным амортизатором / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. В. Авдюхин, В. В. Посметьев ; заявитель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова. – № 2020138384; заявл. 23.11.2020 ; опубл. 09.06.2021.

22 Патент на изобретение № 2753032 РФ, МПК В62D 53/08. Седельно-сцепное устройство автопоезда с пружинным амортизатором / В. И. Посметьев, М. В. Драпалюк, В. О. Никонов, В. В. Посметьев ; заявитель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова. – № 2021100207 ; заявл. 11.01.2021 ; опубл. 11.08.2021.

23 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Программа для моделирования работы рекуперативного седельно-сцепного устройства лесовозного тягача / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев ; правообладатель Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г. Ф. Морозова. – № 2020612508 ; заявл. 17.02.2020 ; зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ .25.02.2020.

24 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Программа для моделирования ускоренного и замедленного движения лесовозного автопоезда, оснащенного седельно-сцепным устройством с пружинным амортизатором / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев ; правообладатель Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г. Ф. Морозова. – № 2021666024 ; заявл. 06.10.2021 ; зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 06.10.2021.

25 Грановский, В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях : учеб. пособие / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая – Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. – 288 с. – *Библиогр.* : с. 284-286.

26 Горский, В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики) : учеб. пособие / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер, А. М. Талалай – М. : Metallurgia, 1978. – 112 с. – *Библиогр.* : с. 105-110.

27 Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений : учеб. пособие / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский – М. : Наука, 1976. – 279 с. – *Библиогр.* : с. 92.

28 Мельников, С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов : учеб. пособие / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рошин – Л. : Колос, 1980. – 168 с. – Библиогр. : с. 166-167.

29 Гребенникова, И. В. Методы математической обработки экспериментальных данных : учебно-методическое пособие / И. В. Гребенникова. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. – 124 с. – Библиогр. : с. 117.

30 Бочкарев, С. В. Планирование и обработка результатов эксперимента : учебник / С. В. Бочкарев, Т. В. Васильева, А. Л. Галиновский, Д. А. Даденков, В. И. Колпаков, А. М. Костыгов. – Старый Оскол : ТНТ, 2020. – 508 с. – Библиогр. : с. 506-507.

References

1 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Avdyuhin A. V. *Ocenka aktualnosti ispolzovaniya v konstrukcii lesovoznogo tyagacha s polupricepom rekuperativnogo pnevmogidravlichesкого sedelno_scepnogo ustroystva* [Assessment of the relevance of using a recuperative pneumohydraulic fifth wheel coupling in the design of a timber tractor with a semi-trailer]. *Voronezh Scientific and Technical Bulletin*. – 2021. – V. 3, № 3 (37). – S. 76-94. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2021/3-3-37-2021/76-94.pdf> - Head. from the screen : doi : 10.34220/2311-8873-2022-76-94. (In Russ.).

2 Nikonov V. O. *Sovremennoe sostoyanie, problemi i puti povisheniya effektivnosti lesovoznogo avtomobilnogo transporta* [Current state, problems and ways to improve the efficiency of timber road transport]. Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "VGLTU". – Voronezh, 2021. – 202 p. (In Russ.).

3 Andrew Tarko, Thomas Hall, Mario Romero, Cristhian Guillermo Lizarazo Jimenez Evaluating the rollover propensity of trucks – A roundabout example. *Accident Analysis and Prevention* 91 (2016) 127-134: doi : 10.1016/j.aap.2016.02.032.

4 R. Veldhuizen, G. M. R. Van Raemdonck, J. P. Van der Krueke Fuel economy improvement by means of two European tractor semi-trailer combinations in a platooning formation. *Journal of Wind Engineering Industrial Aerodynamics* 188 (2019) 217-234: doi : 10.1016/j.jweia.2019.03.002.

5 Guang Xia, Mingzhuo Zhao, Xiwen Tang, Shaojie Wang, Linfeng Zhao Linear reversing control of semi-trailer trains based on hitch angle stable and feasible domain. *Control Engineering Practice* 104 (2020) 104625: doi : 10.106/j.conengprac.2020.104625.

6 Anil K. madhusudhanan, Daniel Ainalis, Xiaoxiang Na, Isabel Vallina Garcia, Michael Suttaliffe, David Cebon Effects of semi-trailer modifications on HGV fuel consumption. *Transportation Research Part D* 92 (2021) 102717 : doi : 10.106/j.trd.2021.102717.

7 Harun Chowdhury, Hazim Moria, Abdulkadir Ali, Iftekhar Khan, Firoz Alam, Simon Watkins A study on aerodynamic drag of a semi-trailer truck. *Procedia Engineering* 56 (2013) 201-205 : doi : 10.1016/j.proeng.2013.03.108.

8 Sunday Bako, Bori Ige, Abdulkarim Nasir, Nicholas A. Musa Stability Analysis of a Semi-Trailer Articulated Vehicle : A Review. *International Journal of automotive science and technology*, 2021, Vol. 5, № 2, pp. 131-140.

9 Erik Dahlberg, Johan P. Wideberg Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling. *Proceedings 8-th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*.

10 Dong Viet Ha, Vu Van Tan, Vu Thanh Niem, Olivier Sename Evaluation of Dynamic Load Reduction for a Tractor Semi-Trailer Using the Air Suspension system at all Axles of the Semi-Trailer. *Actuators* 2022, 11, 12 : doi : 10.3390/act11010012.

11 Guoxing Bai, Chen Liang, Yu Meng, Li Liu, Weidong Luo, Qing Gu Obstacle Avoidance of Semi-Trailers Based on Nonlinear Model Predictive Control. *World Electric Vehicle Journal* 2019, 10, 72 : doi : 10.3390/wevj10040072.

12 Qianwen Zhang, Chuqi Su, Yi Zhou, Chengcai Zhang, Jiuyang Ding, Yiping Wang Numeri-

cal Investigation on Handling Stability of a Heavy Tractor Semi-Trailer under Crosswind. Appl. Sci. 2020, 10, 3572 – 18 p. : doi :10.3390/app10113672.

13 Christoph Kogler, Alexander Stenitzep, Peter Rauch Simulating Combined Self-Loading Truck and Semitrailer Truck Transport in the Wood Supply Chain. Forests 2020, 11, 1245: doi : 10.3390/f11121245.

14 Pawel Kozakiewicz, Lukasz Tymendort, Gizegorz Trzcinski Importance of the Moisture Content of Large-Sized Scots Pine (*Pinus Sylvestris* L.) Roundwood in Its Road Transport. Forests, 2021, 12, 879 : doi : 10.3390/f12070879.

15 J. B. Marcomini, C. A. R. P. Baptista, J. P. Pascon, R. L. Teixeira, P. C. Medina Failure Analysis of a Hot Forget SAE 4140 Steel Kingpin. International Journal of Engineering Research Science, 2, 6, 2016. – 8 p.

16 V O Nikonov, V I Posmetev and V V Posmetev The results of simulation modeling of the operation of the regenerative fifth wheel hitch of a timber trailer // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 656 (2019) 012039, – Pp. 1-8 : doi : 10.1088/1757-899X/656/1/012039.

17 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Perspektivnaya konstrukciya rekuperativnogo sedelno-scepnogo ustroystva lesovoznogo tyagacha s polupricepom* [Perspective design of a recuperative fifth wheel coupling of a timber tractor with a semi-trailer]. Forestry journal. – 2019. – № 3 – P. 180-192 : doi : 10.34220/issn.2222-7962/2019.3/17. (In Russ.).

18 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Avdyuhin A. V. *Imitacionnoe modelirovanie rekuperativnogo prujinno-gidravlicheskogo sedelno-scepnogo ustroystva lesovoznogo tyagacha s polupricepom* [Simulation modeling of a regenerative spring-hydraulic fifth wheel coupling of a timber tractor with a semi-trailer]. Forestry journal. – 2020. – T. 10. – №. 4 (40). – pp. 227-242 : doi : 10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19. (In Russ.).

19 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Zelikov V. A. *Modelirovanie raboti rekuperativnogo prujinno-gidravlicheskogo sedelno-scepnogo ustroystva, razmeschennogo v polupricepa lesovoznogo avtopoezda* [Simulation of the operation of a recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling placed in a semi-trailer of a logging road train]. Forestry journal. – 2021. – T. 11. – №. 2 (42). – pp. 133-148 : doi : 10.34220/issn.2222-7962/2021.2/13. (In Russ.).

20 Posmetev V. I., Drapalyuk M. V., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Rezultati imitacionnogo modelirovaniya processa podachi i raspredeleniya smazochnogo materiala v sedelno-scepnom ustroystve lesovoznogo tyagacha s polupricepom* [The results of simulation modeling of the process of supplying and distributing lubricant in the fifth wheel coupling device of a timber tractor with a semi-trailer]. Forestry journal. – 2021. – T. 11. – №. 1 (41). – pp. 132-146 : doi : 10.34220/issn.2222-7962/2021.1/12. (In Russ.).

21 Patent for invention № 2749393 RF, IPC B62D 53/08. Fifth-wheel coupling device with spring shock absorber / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, A. V. Avdyukhin, V. V. Posmetev ; applicant FGBOU VGLTU named after G. F. Morozov. – №. 2020138384 ; application. 23.11.2020 ; publ. 09.06.2021. (In Russ.).

22 Patent for invention № 2753032 RF, IPC B62D 53/08. Fifth-wheel coupling device with spring shock absorber / V. I. Posmetev, M. V. Drapalyuk, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev ; applicant FGBOU VGLTU named after G. F. Morozov. – №. 2021100207 ; application. 11.01.2021 ; publ. 11.08.2021. (In Russ.).

23 State Registration Certificate for a Computer Program. Program for simulation of regenerative fifth-wheel coupling of a timber hauler / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev ; copyright holder Voronezh State Forestry Engineering University. G. F. Morozov. – №. 2020612508 ; application. 17.02.2020 ; registered in the Register of Computer Programs on 25.02.2020. (In Russ.).

24 State Registration Certificate for a Computer Program. Program for simulation of acceleration and deceleration of timber road train equipped with a fifth wheel with spring shock absorber / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev ; copyright holder Voronezh State

Forestry Engineering University. G. F. Morozov. – №. 2021666024 ; application. 06.10.2021 ; registered in Computer Software Register on 06.10.2021. (In Russ.).

25 Granovskii V. A., Siraya T. N. Metodi obrabotki eksperimentalnih danih pri izmereniyah [Methods for processing experimental data in measurements]. L. : Energoatomizdat. Leningr. Otd-tion, 1990. – 288 p. (In Russ.).

26 Gorskii V. G., Adler Yu. P., Talalai A. M. Planirovanie promishlennih eksperimentov (modeli dinamiki) [Planning of industrial experiments (dynamics models)]. M. : Metallurgy, 1978. – 112 p. (In Russ.).

27 Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskii Yu. V. Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnih reshenii [Planning an experiment when searching for optimal solutions]. M. : Science, 1976. – 279 p. (In Russ.).

28 Melnikov S. V., Aleshkin V. R., Roschin P. M. Planirovanie eksperimenta v issledovaniyah selskohozyaistvennih processov [Planning an experiment in research on agricultural processes]. L. : Kolos, 1980. – 168 p. (In Russ.).

29 Grebennikova I. V. Metodi matematicheskoi obrabotki eksperimentalnih danih [Methods for mathematical processing of experimental data]. Teaching aid – Yekaterinburg : Ural Publishing House. University, 2015. – 124 p. (In Russ.).

30 Bochkarev S. V., Vasileva T. V., Galinovskii A. L., Dadenkov D. A., Kolpakov V. I., Kostigov A. M. Plani-rovaniye i obrabotka rezultatov eksperimenta [Planning and processing of experiment results]. Textbook – Stary Oskol : TNT, 2020. – 508 p. (In Russ.).

© Никонов В.О., Посметьев В.И., Посметьев В.В., 2021