



2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

О ВЛИЯНИИ ТРАДИЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОН- НЫЕ СВОЙСТВА ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

Посметьев Валерий Иванович

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

✉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

Аннотация.

Приведено описание последствий ухудшения эксплуатационных свойств лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами при их неустановившемся движении по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам. Перечислено негативное влияние, оказываемое традиционными конструкциями тягово-сцепных устройств на эксплуатационные свойства лесовозных автопоездов. Рассмотрены зависимости изменения расхода топлива, грузоподъемности и скорости движения автопоезда от неравномерности сопротивления движения. Представлены зависимости изменения усилия в тягово-сцепном устройстве автопоезда и запаса поперечной устойчивости от массы прицепа. Проанализированы зависимости изменения величины усилия в сцепном устройстве автопоезда в процессе торможения с отключенной и включенной тормозной системой прицепа, при изменении коэффициента демпфирования, при изменении скорости движения автопоезда и типа опорной поверхности доро-

ABOUT THE INFLUENCE OF TRADITIONAL STRUCTURES OF TRACTION AND COUPLING DEVICES ON THE PERFORMANCE PROPERTIES OF TIMBER ROAD TRUCKS

Posmetev Valerii Ivanovich

doctor of technical sciences, professor, professor of the department of engineering technologies 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

✉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

Annotation.

A description of the consequences of the deterioration of the operational properties of logging trucks with trailers during their unsteady movement along insufficiently equipped logging roads is given. The negative impact exerted by traditional designs of traction-coupling devices on the operational properties of timber road trains is listed. The dependences of the change in fuel consumption, load capacity and speed of the road train on the uneven resistance to movement are considered. The dependences of the change in the force in the towing device of the road train and the stock of transverse stability on the mass of the trailer are presented. The dependences of the change in the magnitude of the force in the coupling device of the road train during braking with the brake system of the trailer turned off and on, with a change in the damping coefficient, with a change in the speed of the road train and the type of supporting surface of the road, with a change in the rigidity of the elastic coupling, are analyzed. The dependences of the change in efforts in the

ги, при изменении жесткости упругой сцепки. Рассмотрены зависимости изменения усилий в тягово-сцепном устройстве автопоезда от величины зазора в сцепке и темпа включения сцепления, значения коэффициента весовой характеристики автопоезда. Приведены зависимости изменения продольных усилий в тягово-сцепном устройстве автопоезда от качества поверхности дороги, от коэффициента жесткости. Обоснована необходимость разработки и практического использования новых конструкций тягово-сцепных устройств с возможностями непрерывного управления их характеристиками в зависимости от условий движения лесовозного автопоезда, демпфирования и рекуперации энергии рабочей жидкости.

Ключевые слова: ЛЕСОВОЗНЫЙ АВТОМОБИЛЬ-ТЯГАЧ, ПРИЦЕП, ТЯГОВО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО, ЛЕСОВОЗНАЯ ДОРОГА, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА, ДЕМПФИРОВАНИЕ, РАСХОД ТОПЛИВА, НАГРУЗКИ, ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ.

traction-coupling device of a road train on the size of the gap in the coupling and the rate of engagement of the clutch, the value of the coefficient of the weight characteristics of the road train are considered. The dependences of the change in longitudinal forces in the traction-coupling device of the road train on the quality of the road surface, on the stiffness coefficient are given. The necessity of development and practical use of new designs of traction-coupling devices with the possibility of continuous control of their characteristics depending on the conditions of the movement of a timber road train, damping and energy recovery of the working fluid is substantiated.

Keywords: LOGGING TRUCK, TRAILER, TOWING DEVICE, LOGGING ROAD, PERFORMANCE PROPERTIES, DAMPING, FUEL CONSUMPTION, LOADS, DRIVING DYNAMICS.

¹Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Повышение объемов заготавливаемых лесоматериалов и возрастающая потребность в их вывозке помимо увеличения производительности лесовозного автомобильного транспорта требуют повышения его экономичности и комфортности. Одним из способов повышения эффективности вывозки лесоматериалов является увеличение грузоподъемности лесовозных автомобилей, что достигается, в частности за счет применения лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами. Эксплуатация лесовозных автопоездов, как динамических систем, осуществляется в сложных дорожных и природно-климатических условиях, носящих случайный характер. Наличие шарнирных связей между лесовозными тягачами и прицепами приводит в процессе их неустановившегося движения по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам к ухудшению эксплуатационных свойств, сопровождаемых: снижением проходимости, устойчивости и управляемости; недоиспользованием энергетических возможностей; возникновением переменных динамических нагрузок; уменьшением скорости движения лесовозного автопоезда из-за изменения уровня колебаний его звеньев; перегрузками и недогрузками в работе дизельного двигателя лесовозного автомобиля-тягача; буксованием колес; перерасходом топлива; повышенным износом деталей трансмиссии и шин; снижением ресурса двигателя и подвески; ухудшением безопасности движения, производительности и надежности узлов и деталей автопоезда; превышением допустимой нормы вибронегруженности рабочего места водителя [1-3].

Опыт эксплуатации лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами показывает, что на определенных скоростях движения, превышающих обычно 30-40 км/ч, при прямолинейном движении лесовозного автомобиля-тягача начинают возникать поперечные колебания прицепа в горизонтальной плоскости. При определенных скоростях размахи этих колебаний становятся настолько большими, что это может привести к созданию аварийной ситуации, как на лесовозных дорогах, так и на дорогах общего пользования. Поперечные коле-

бания прицепа увеличивают динамическую ширину проезда лесовозного автопоезда, способствуют его складыванию при внезапном резком торможении, усиливают износ ходовой части лесовозного автомобиля-тягача и прицепа, приводят к быстрому утомлению водителя, вследствие высокой напряженности труда водителя-оператора по поддержанию заданной траектории движения. Увеличение скорости движения при вывозке лесоматериалов лесовозными автомобилями-тягачами с прицепами в сложных дорожных условиях, коэффициента соотношения сцепных масс, резерва мощности двигателя и свободного хода между лесовозным автомобилем-тягачом и прицепом способствуют неполному и неэффективному использованию мощности двигателя и повышению неравномерности движения автопоезда. Кроме этого, при движении лесовозного автопоезда в неустановившихся режимах, сопровождающихся изменением тормозных и тяговых сил, происходит появление перемещений лесовозного автомобиля-тягача относительно прицепа в продольном направлении. Эти перемещения в данном направлении, имеющие колебательный характер оказывают более выраженное отрицательное воздействие на работоспособность водителя, в сравнении с вертикальными колебаниями, возникающими при движении от подрессоренных масс лесовозного автопоезда.

Известно, что все динамические нагрузки при движении лесовозного автомобиля-тягача воспринимаются его подвесками, рамными конструкциями и тягово-сцепным устройством. Динамическое взаимодействие прицепных звеньев лесовозного автопоезда и передача тяговых усилий к ним от лесовозного автомобиля-тягача передается через тягово-сцепное устройство. Функционирование тягово-сцепных устройств сопровождается рассеиванием энергии на преодоление работы сил внутреннего и внешнего трения, что способствует эффективному их гашению и снижению нагруженности конструкций лесовозного автомобиля-тягача с прицепом [4-7].

Конструктивное совершенство тягово-сцепных устройств оказывает существенное влияние на эксплуатационные показатели лесовозных автопоездов. От оптимальности параметров тягово-сцепных устройств зависят: величина ударных и знакопеременных нагрузок, воздействующих на них от поперечных колебаний прицепов относительно лесовозных автомобилей-тягачей, ухудшающая динамические процессы автопоезда; разделение моментов трогания лесовозного автомобиля-тягача и прицепа; демпфирование ударных воздействий между звеньями автопоезда; скорость движения и уровень колебаний звеньев лесовозного автопоезда; комфортность или утомляемость водителя; минимальное время на формирование состава; плавность хода, безопасность дорожного движения, надежность, управляемость, проходимость, продольная и поперечная устойчивость, а также маневренность автопоезда. В этой связи анализ основных причин и последствий ухудшения эксплуатационных свойств лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами, оснащенных традиционными конструкциями тягово-сцепных устройств и функционирующих в сложных дорожных условиях, является актуальной задачей.

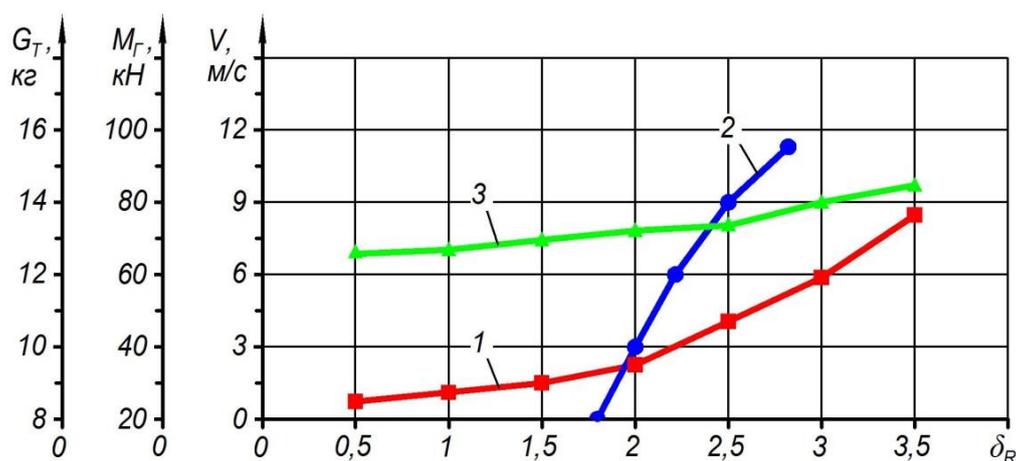
2 Материалы и методы

В приведенной статье выполнен анализ результатов исследований российских ученых, область интереса которых связана с повышением эффективности автопоездов, задействованных в процессе вывозки различных грузов, путем исследования влияния конструктивных параметров существующих тягово-сцепных устройств на изменение эксплуатационных свойств автопоездов. Основными поисковыми системами, в которых осуществлялся поиск, научных статей, монографий и диссертация, являлись: eLIBRARY.RU, Российская государственная библиотека, Академия Google. Глубина поиска литературных источников составила в рамках от 1961 г. до 2022 г. Основными ключевыми словами при поиске необходимых материалов, являлись: лесовозный автомобиль-тягач, прицеп, тягово-сцепное устройство, лесовозная дорога, эксплуатационные свойства, демпфирование, расход топлива, нагрузки, динамика движения.

3 Результаты исследований

Динамическое взаимодействие лесовозного автомобиля-тягача с прицепом происходит в следующей последовательности. В процессе трогания с места, после того как тяговая сила на ведущих колесах превысит сопротивление троганию, начинается разгон лесовозного автомобиля-тягача в пределах выбора зазоров в тягово-сцепном устройстве. После выбора зазоров в тягово-сцепном устройстве начинается деформация упругого элемента. В тот момент времени, когда сила тяги на крюке (нагрузка в тягово-сцепном устройстве) станет равной сопротивлению трогания прицепа с места, начинается движение прицепа. Если сопротивление троганию прицепа с места очень большое, то движение прицепа может и не произойти.

В работе Михайличенко Н.А. приведены зависимости изменения основных технико-экономических показателей тракторного автопоезда, оснащенного серийным тягово-сцепным устройством при увеличении неравномерности сопротивления движению (рис. 1). Выявлено, что повышение скорости движения, грузоподъемности звеньев тракторного автопоезда способствует росту неравномерности сопротивления его передвижению. При составлении тракторного автопоезда предпочтение необходимо отдавать автопоездам с равными сцепными массами. Использование серийного тягово-сцепного устройства ограничивает скорость движения тракторного автопоезда, грузоподъемность, увеличивает вибронгруженность рабочего места водителя, сокращает производительность, а также способствует увеличению расхода топлива [8].



1 – расход топлива G_T ; 2 – грузоподъемность M_T ; 3 – скорость движения V

Рисунок 1 – Зависимости изменения технико-экономических показателей работы тракторного автопоезда, оснащенного традиционным тягово-сцепным устройством от неравномерности сопротивления движению δ_R

Усилия, возникающие в тягово-сцепном устройстве от продольных колебаний звеньев лесовозного автопоезда при движении в сложных дорожных условиях, по своему значению, не превышают усилия, действующие на тягово-сцепное устройство в процессе трогания или торможения. Наибольшие нагрузки имеют место при трогании с места, наименьшие – при движении по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам, промежуточное положение занимают нагрузки при торможении лесовозного автопоезда.

В научной работе Мандрика И.И. выявлены зависимости крюкового усилия в тягово-сцепном устройстве и запаса поперечной устойчивости от массы прицепа. Установлено, что с увеличением массы прицепа до 6000 кг, значение крюкового усилия в тягово-сцепном устройстве возрастает до 4200 Н (рис. 2). Анализ запаса поперечной устойчивости, позволяет оценить влияние силового взаимодействия прицепных звеньев и опрокидывающих момен-

тов. Выявлено, что повышая массу прицепа тракторного автопоезда, коэффициент устойчивости снижается [9].

В работе Горелова В.А. на основе математического моделирования была исследована динамика движения грузового автомобиля с прицепом при заданных значениях коэффициента жесткости тягово-сцепного устройства в продольном направлении $C = 10^6$ Н/м и коэффициента сопротивления демпфированию $B = 20000$ Н · с/м (рис. 3). Установлено, что усилие в тягово-сцепном устройстве при трогании автопоезда значительно возрастает. Это может привести к нарушению работоспособности тягово-сцепного устройства. Также, изменение усилия в тягово-сцепном устройстве свидетельствует о необходимости использования в их конструкции демпфирующих элементов [10].

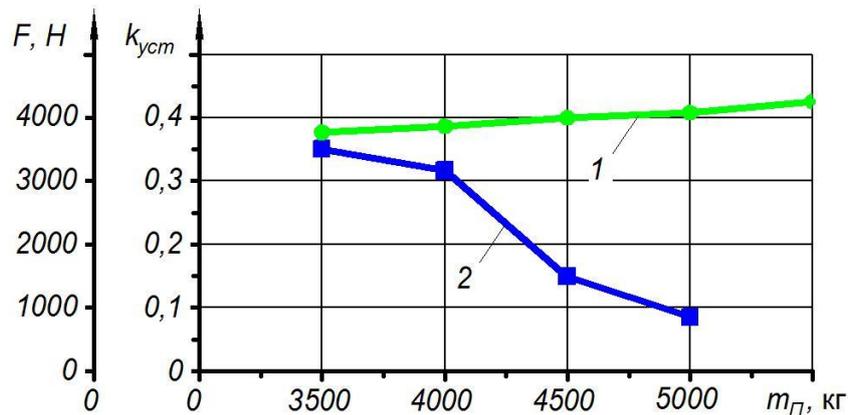


Рисунок 2 – Зависимости крюкового усилия (1) в серийном тягово-сцепном устройстве и запаса поперечной устойчивости (2) от массы прицепа (скорость 20 км/ч, радиус поворота 15 м)

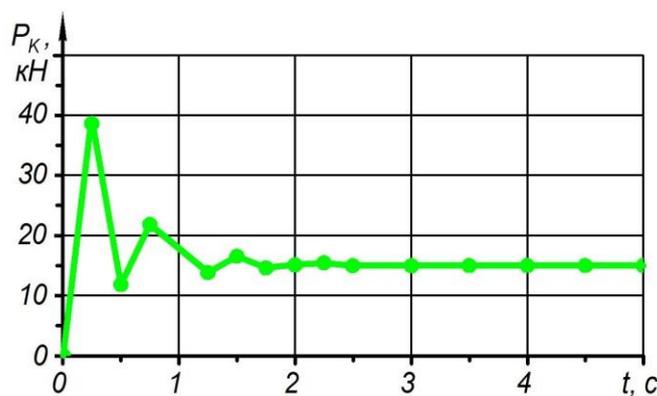


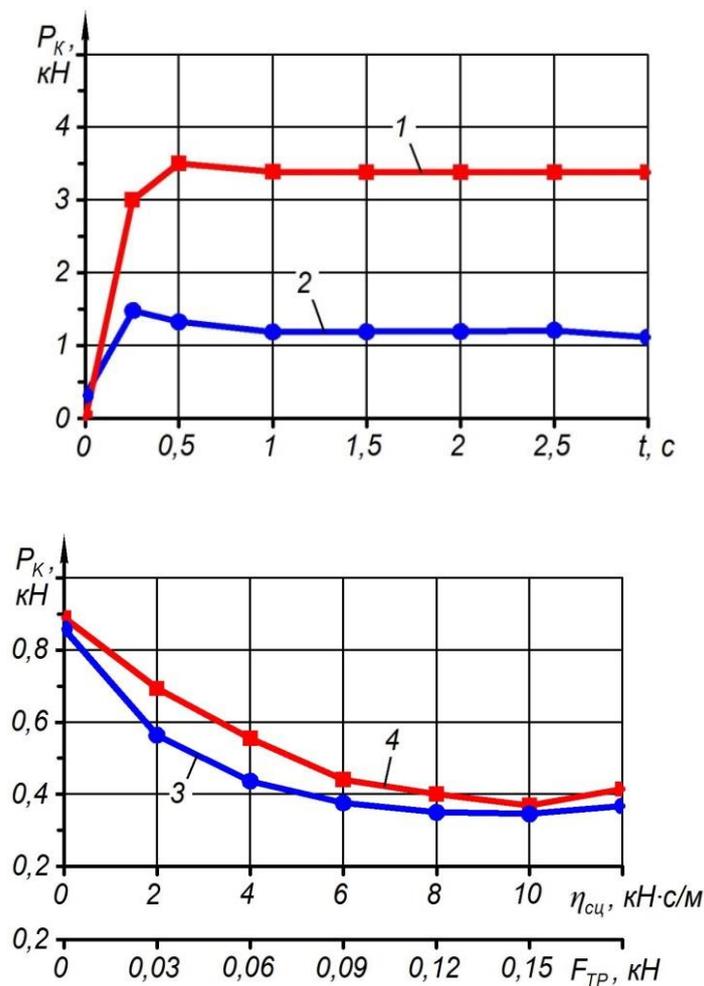
Рисунок 3 – Зависимости изменения во времени силы тяги на крюке тягово-сцепного устройства

Величина усилия в тягово-сцепном устройстве при торможении полностью зависит от работы тормозного привода прицепа, а также времени рассогласования за полный период торможения у лесовозного автомобиля-тягача и прицепа. Большие динамические нагрузки, действующие на сцепное устройство при несинхронном торможении звеньев лесовозного автопоезда, а также при его движении в сложных дорожных и природно-климатических условиях, приводят к: снижению скорости, ухудшению качества торможения, снижению безопасности дорожного движения; повреждениям и поломкам сцепных устройств; увеличению расхода топлива, и как следствие неоправданному сокращению производительности процесса вывозки лесоматериалов.

При торможении лесовозного автопоезда, первыми срабатывают тормозные механизмы лесовозного автомобиля-тягача, потом только прицепа. Резкое затормаживание перед

препятствием лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами при их движении с высокой скоростью является причиной возникновения усилий сжатия в тягово-сцепном устройстве, изменения угла наклона сцепного устройства автопоезда, траектории следования прицепа за лесовозным автомобилем-тягачом, и, как следствие, появления опасного опрокидывающего момента, приводящего в совокупности с инерционными силами к потере устойчивости и складыванию лесовозных автопоездов.

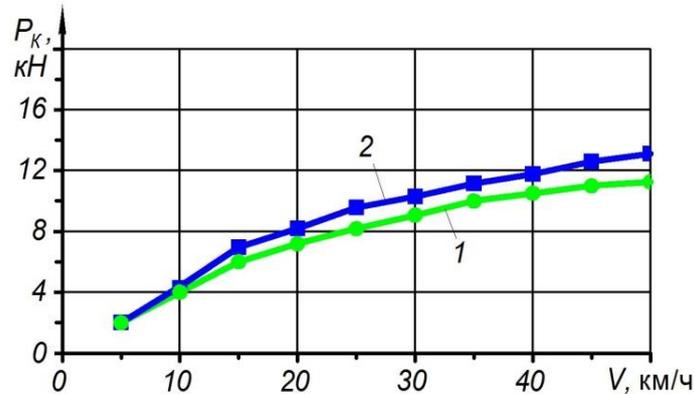
В работе Железнова Р.Е. исследовано изменение усилия в тягово-сцепном устройстве автопоезда, состоящего из автомобиля УАЗ-451М и одноосного прицепа при его включенной тормозной системе и при выключенной. Установлено, что в начале процесса торможения, когда тормозные силы на колесах прицепа отсутствуют, повышение нагрузки P_K в тягово-сцепном устройстве происходит с той же интенсивностью, что и при движении автопоезда с выключенной тормозной системой у прицепа (рис. 3). Кроме этого, выявлено, что при коэффициенте демпфирования $\eta_{сц} = 0$ в тягово-сцепном устройстве автопоезда при наличии упругой безззорной связи между автомобилем и прицепом действуют знакопеременные нагрузки. С увеличением силы трения $F_{ТР}$ в тягово-сцепном устройстве происходит гашение колебаний усилий в сцепном устройстве (рис. 4) [11].



1, 2 – в процессе торможения с отключенной и включенной тормозной системой прицепа; 3, 4 – от коэффициента демпфирования $\eta_{сц} = 0$ и силы трения $F_{ТР}$ при наличии упругой безззорной связи между автомобилем и прицепом

Рисунок 4 – Зависимость изменения величины усилия в сцепном устройстве автопоезда

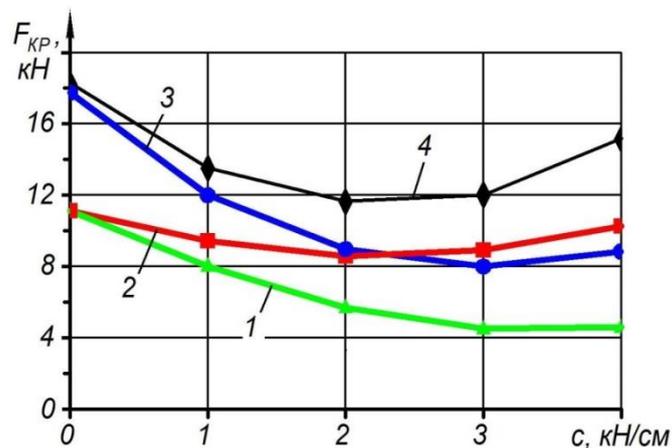
В работе Игитова Ш.М. в результате экспериментального исследования была получена зависимость изменения крюкового усилия в тягово-цепном устройстве от скорости движения автопоезда в составе КАМАЗ-5320 с прицепом 8560-82-02 (рис. 5). Выявлено, что с ростом скорости автопоезда, а также с ухудшением качества опорной поверхности дороги происходит возрастание крюкового усилия в тягово-цепном устройстве [12].



1, 2 – движение автопоезда по дорогам с асфальтовым и грунтовым покрытием

Рисунок 5 – Зависимости изменения крюкового усилия в тягово-цепном устройстве от скорости движения автопоезда

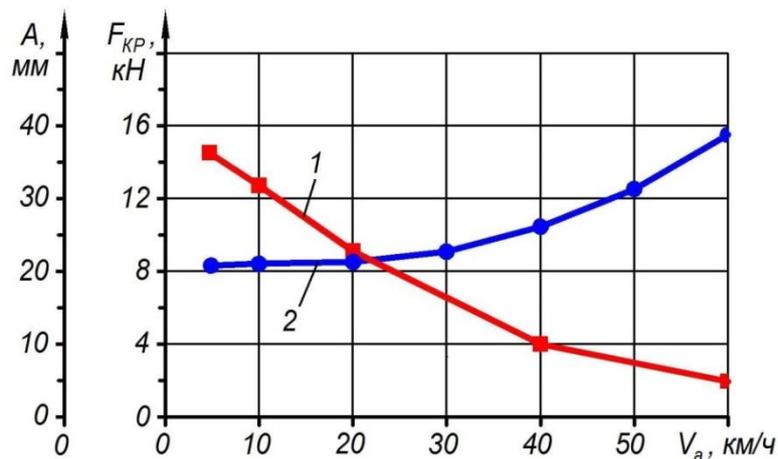
Установлено, что значение горизонтального усилия в тягово-цепном устройстве зависит от частоты колебаний автопоезда при движении по недостаточно обустроенной дороге, а также от жесткости пружинного элемента. Зависимость изменения крюкового усилия в тягово-цепном устройстве от величины зазора на режимах трогания и торможении автопоезда представлена на рисунке 6 [12].



1, 2 и 3, 4 – в процессе торможения и разгона с величиной зазора в тягово-цепном устройстве $s = 0$ мм и $s = 12$ мм

Рисунок 6 – Зависимости изменения крюкового усилия в тягово-цепном устройстве от величины зазора при трогании и торможении автопоезда

Обнаружено, что увеличение крюкового усилия в продольном направлении происходит при повышении скорости движения автопоезда (рис. 7). Это связано с тем, что рост скорости движения автопоезда способствует возрастанию частоты колебаний при постоянном значении неровности опорной поверхности дороги. Помимо влияния скорости движения автопоезда, на величину амплитуды вынужденных колебаний в тягово-цепном устройстве также оказы-

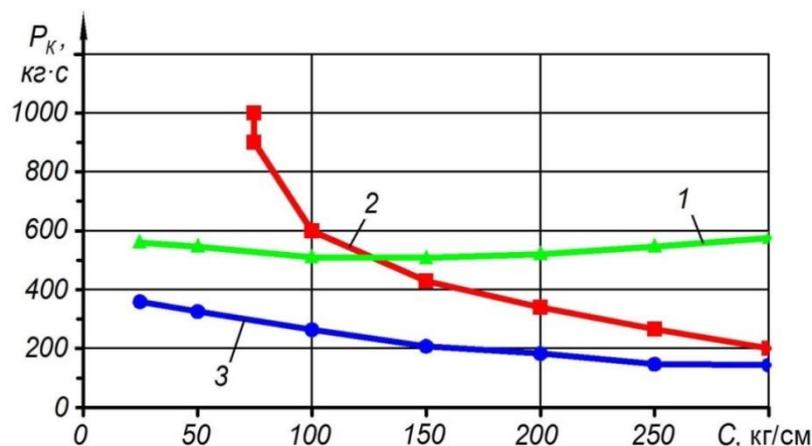


1 – усилие в тягово-сцепном устройстве; 2 – амплитуда вынужденных колебаний

Рисунок 7 – Зависимости изменения крюкового усилия и амплитуды вынужденных колебаний в тягово-сцепном устройстве от скорости движения автопоезда

вает воздействие масса прицепа (рис. 7). Уменьшение величины амплитуды вынужденных колебаний наблюдается при повышении скорости движения автопоезда.

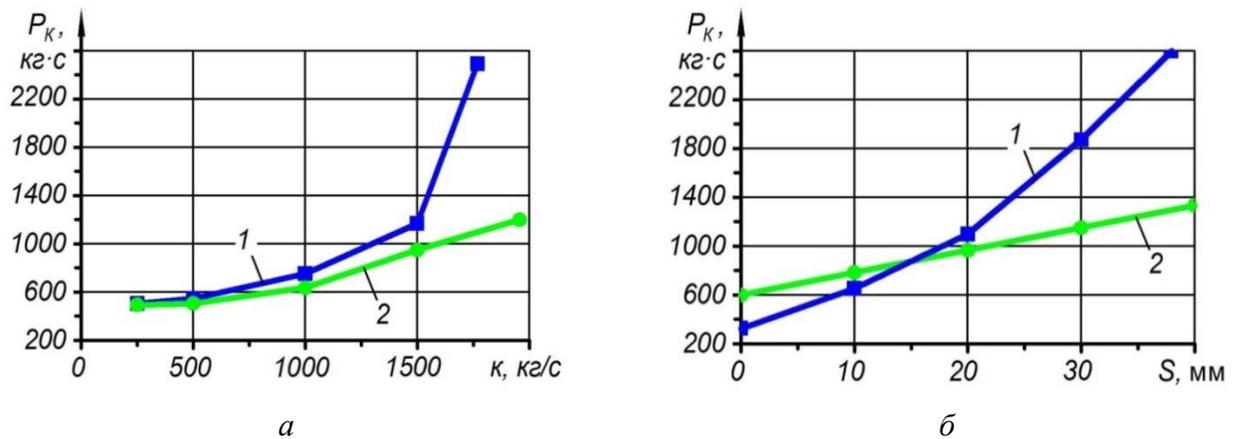
В работе Болотова Н.А. и Свиридова Е.В. представлены зависимости изменения усилий в тягово-сцепном устройстве автопоезда от величины зазора в сцепке, жесткости упругой сцепки и темпа включения сцепления. Установлено, что с ростом жесткости упругого элемента тягово-сцепного устройства, снижаются нагрузки, действующие на сцепное устройство (рис. 8). Работа буксования сцепления автомобиля-тягача снижается при наличии в тягово-сцепном устройстве упругой связи (рис. 9). При снижении коэффициента жесткости упругой связи тягово-сцепного устройства, увеличивается относительная разность углов буксования сцепления с упругой и жесткой связями [13].



1, 2 – $c = 1,8$ см и $c = 0$ см; 3 – при буксовании сцепления автомобиля-тягача

Рисунок 8 – Влияние жесткости упругой сцепки на нагрузки в тягово-сцепном устройстве

В работе Закина Я.Х. приведены зависимости изменения нагрузок в тягово-сцепном устройстве от значения коэффициента весовой характеристики автопоезда и величины зазоров в сцепном устройстве. Выявлено, что с ростом весовой характеристики автопоезда, нагрузки в тягово-сцепном устройстве увеличиваются, и, в случае трогания автопоезда с места при сильно застопоренном прицепном звене достигают предельных значений, соответствующих массе автомобиля-тягача (рис. 10, а). Установлено, что нагрузки в тягово-сцепном



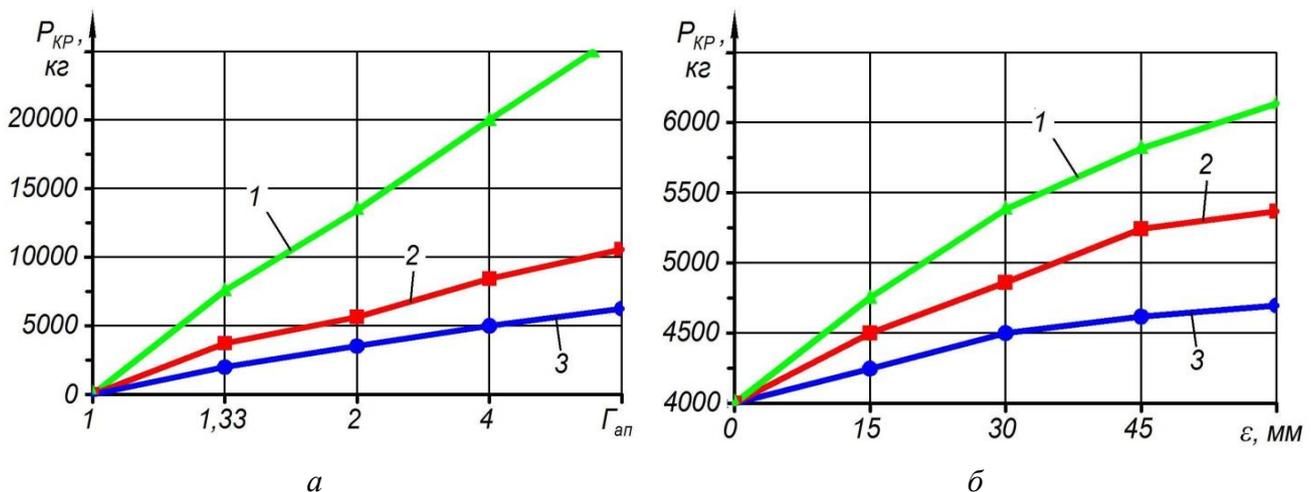
1 – жесткая связь; 2 – упругая связь

Рисунок 9 – Зависимость изменения усилий в тягово-сцепном устройстве автопоезда от величины зазора в сцепке (а) и темпа включения сцепления (б)

устройстве увеличиваются при росте зазора в сцепном устройстве (рис. 10, б) [14].

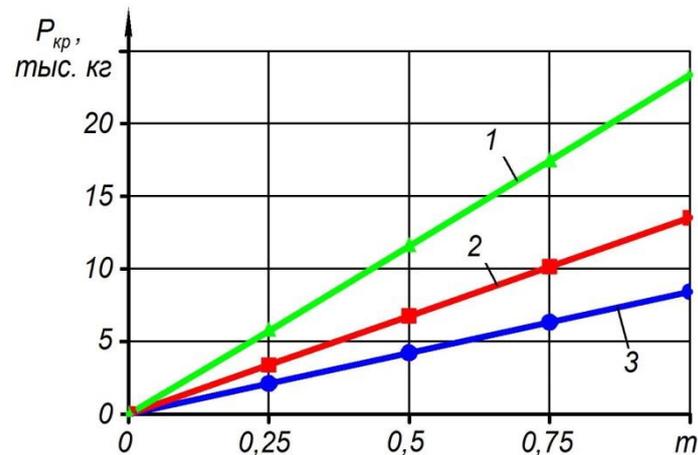
С увеличением коэффициента весовой характеристики автопоезда m продольные усилия в тягово-сцепном устройстве возрастают. Коэффициент увеличивается при увеличении веса прицепного элемента, буксируемого данным автомобилем или при резкой недогрузке последнего и неизменном полном весе прицепа. Характер влияния коэффициента m на усилия $P_{кр}$ в тягово-сцепном устройстве показан на рисунке 11 [15].

Увеличение выноса точки тягово-сцепного устройства задней оси лесовозного автомобиля-тягача с прицепом способствует возбуждению виляний, вследствие начального отклонения прицепа от прямолинейного направления по причине случайного бокового удара задних колес лесовозного автомобиля-тягача о какое-либо препятствие. С увеличением точки выноса тягово-сцепного устройства и возрастанием при этом ударных нагрузок и поперечного отклонения дышла прицепа происходит более интенсивное возникновение виляний.



1 – $c = 750 \text{ кг}/\text{см}$; $\epsilon = 20 \text{ мм}$; $P_a = 12000 \text{ кг}$; $G_a = 24000 \text{ кг}$; $\varphi = 0,5$; 2 – $c = 500 \text{ кг}/\text{см}$; $\epsilon = 20 \text{ мм}$; $P_a = 5000 \text{ кг}$; $G_a = 10000 \text{ кг}$; $\varphi = 0,5$; 3 – $c = 250 \text{ кг}/\text{см}$; $\epsilon = 20 \text{ мм}$; $P_a = 3000 \text{ кг}$; $G_a = 6000 \text{ кг}$; $\varphi = 0,5$; 4 – $c = 600 \text{ кг}/\text{см}$; 5 – $c = 375 \text{ кг}/\text{см}$; 6 – $c = 150 \text{ кг}/\text{см}$

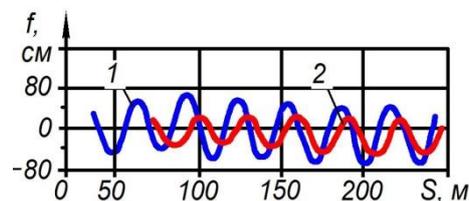
Рисунок 10 – Зависимости изменения нагрузок в тягово-сцепном устройстве от значения коэффициента весовой характеристики автопоезда (а) и величины зазоров в сцепном устройстве (б)



1 – $c = 2100$ кг/см; 2 – $c = 1100$ кг/см; 3 – $c = 550$ кг/см

Рисунок 11 – Зависимости изменения усилия в сцепке $P_{кр}$ автопоездов от коэффициента m их весовой характеристики

Характер виляний прицепа виден по кривым, приведенным на рисунке 12. Кривые фиксируют положение середины осей прицепа относительно траектории середины задней оси тягача. При скорости движения автопоезда 60 км/ч, амплитуды колебаний достигают 60 см. На амплитуду виляний прицепов, помимо таких параметров, как жесткость шин, длина дышла, высота центра тяжести прицепа, соотношение масс звеньев автопоезда, существенное влияние оказывают также и конструктивные факторы тягово-сцепного устройства: зазоры, трение, величина высоты точки сцепки относительно задней оси тягача [16].



1 – задняя ось; 2 – передняя ось

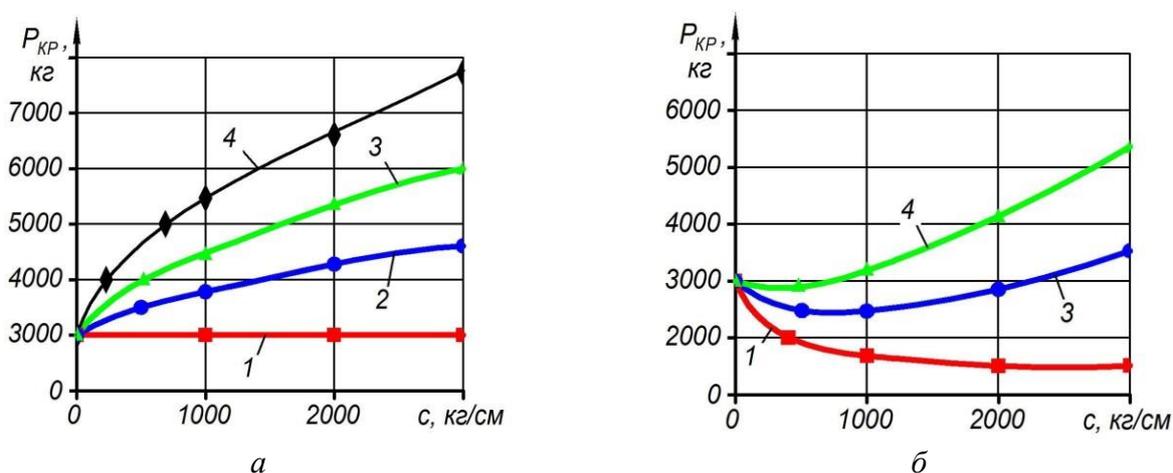
Рисунок 12 – Характер виляний прицепа при значительной скорости движения автопоезда

В работе Соколова С. А. установлено, что конструктивные параметры дышла тягово-сцепного устройства оказывают влияние на грузоподъемность автопоезда. Сокращение расстояния между грузовым автомобилем-тягачом и прицепом, несмотря на ухудшение показателей маневренности автопоезда, дает возможность повысить грузовой объем кузова, увеличить коэффициент использования грузоподъемности автопоезда, и, как следствие, эффективность. Расположение тягово-сцепного устройства в непосредственной близости к середине задней оси грузового автомобиля-тягача в разной степени оказывает влияние на показатели управляемости автопоездов, отличающихся колесными формулами [17].

Воздействие знакопеременных нагрузок на тягово-сцепные устройства сопровождается форсированным износом под влиянием сил трения их тяговых крюков и сцепных петель, и, как следствие появлением зазоров. С увеличением зазора в тягово-сцепном устройстве повышается величина усилия в сцепке, как на режимах трогания с места, так и при резком торможении. Кроме этого, рост зазора является источником возникновения ударных нагрузок, появление которых сопровождается ускоренным износом и поломками деталей сцепного устройств, а также расшатыванием ходовой части лесовозного автопоезда, ослаблением креплений смонтированных на раме лесовозного автомобиля-тягача

агрегатов и ухудшением продольной плавности автопоезда. Надежность, производительность и скорость движения лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами на лесовозных дорогах ограничивается возникающим поперечным вилянием прицепов, зависящим от зазоров в сцепном устройстве. Негативное влияние зазоров в тягово-сцепном устройстве автопоезда сказывается значительно сильнее при высоких жесткостях упругого элемента.

Изменение во времени движущих и тормозных сил, прикладываемых к колесам автомобиля-тягача и прицепа, оказывает значительное влияние на амплитуды нагрузок в тягово-сцепном устройстве. Зависимости изменения амплитуды нагрузок при мгновенном приложении тормозных или движущих сил, и различном значении зазоров в тягово-сцепном устройстве представлены на рисунке 13, а. При постепенном возрастании тормозных или движущих сил, характер влияния величины зазора на жесткость тягово-сцепного устройства существенно видоизменяется (рис. 13, б). При величине зазора в тягово-сцепном устройстве $\varepsilon = 0$ мм, рост жесткости упругого элемента будет способствовать сокращению нагрузок, действующих на тягово-сцепное устройство до значений, равных статическим. С ростом жесткости упругой связи и значений зазоров в тягово-сцепном устройстве, характер динамического взаимодействия между звеньями автопоезда все более приближается к ударному с резким изменением амплитуд по времени [14].



1 – величина зазора в сцепном устройстве $\varepsilon = 0$ мм; 2 – величина зазора в сцепном устройстве $\varepsilon = 10$ мм; 3 – величина зазора в сцепном устройстве $\varepsilon = 20$ мм; 4 – величина зазора в сцепном устройстве $\varepsilon = 40$ мм;
а, б – мгновенное и постепенное приложение тормозных или движущих сил

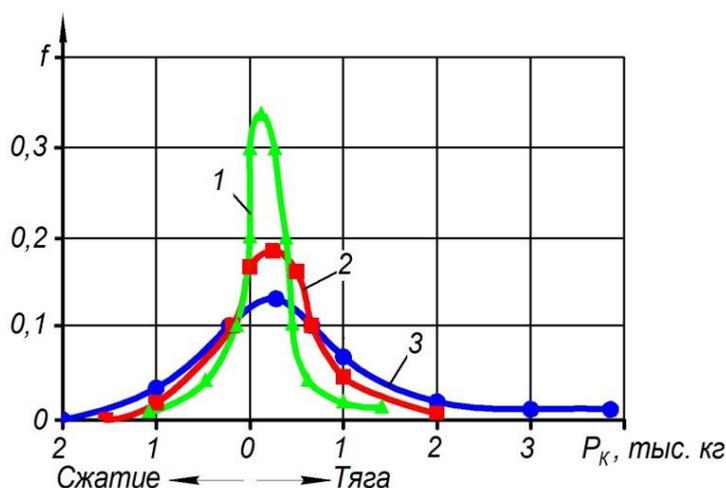
Рисунок 13 – Зависимости изменения нагрузок в тягово-сцепном устройстве от жесткости упругой связи

В работе Павлова В.А. описаны недостатки тягово-сцепного устройства типа «крюк-петля», которыми являются низкая долговечность и износостойкость, принципиальная неустрашимость в сочленении «крюк-петля», из-за которых возникают большие динамические нагрузки на само тягово-сцепное устройство, так и на раму автомобиля-тягача и дышло прицепа. Дело усугубляется еще и тем, что даже небольшие исходные зазоры в тягово-сцепных устройствах быстро и прогрессивно возрастают, особенно после изнашивания поверхностного закаленного слоя крюков и петель. И на определенном этапе износа элементов устройства возникает вероятность «раскрытия» крюка и расцепления автомобиля-тягача и прицепа. Анализ дорожно-транспортных происшествий показывает, что аварийная расцепка тягово-сцепного устройства практически каждый год приводит к большому количеству дорожно-транспортных происшествий с тяжелыми последствиями, в том числе и с человеческими жертвами. Уменьшение продольного зазора в тягово-сцепном устройстве приводит к уменьшению фактического угла охвата, и, следовательно, может быть причиной нарушения работоспособности сочленения [18].

Возникающие в процессе движения лесовозного автопоезда поперечные колебания звеньев приводят к незначительному износу и деформациям контактирующих между собой деталей тягово-сцепного устройства, но способствуют ухудшению устойчивости лесовозного автопоезда. На изменение величины нагрузок, воздействующих на агрегаты ходовой части автопоезда, а также тягово-сцепное устройство оказывают влияние продольные колебания звеньев лесовозного автопоезда. Значительный рост продольных колебаний в горизонтальной плоскости между лесовозным автомобилем-тягачом и прицепом может привести как к обрыву тягово-сцепного устройства, так и его саморасцепу.

На интенсивность возникновения продольных колебаний в лесовозном автомобиле-тягаче с прицепом оказывают влияние: степень обустроенность лесовозных дорог; уровень квалификации водителя; величина зазоров в тягово-сцепном устройстве; жесткость упругой связи; соотношение масс автомобиля-тягача и прицепа; сопротивление демпфера. Чем больше зазоры в тягово-сцепном устройстве, тем больше начальный динамический удар, прикладываемый к прицепу, тем больше рывок к началу взаимодействия звеньев.

Распределение продольных усилий в тягово-сцепном устройстве тягача с прицепом представлено на рисунке 14. Установлено, что при среднем статическом усилии в тягово-сцепном устройстве 130 кг при движении автопоезда по дороге с асфальтобетонным покрытием и 272 кг при движении по разбитой булыжной мостовой дороге, максимальные усилия в тягово-сцепном устройстве автопоезда соответственно составляют 1200 кг и 4200 кг [14].

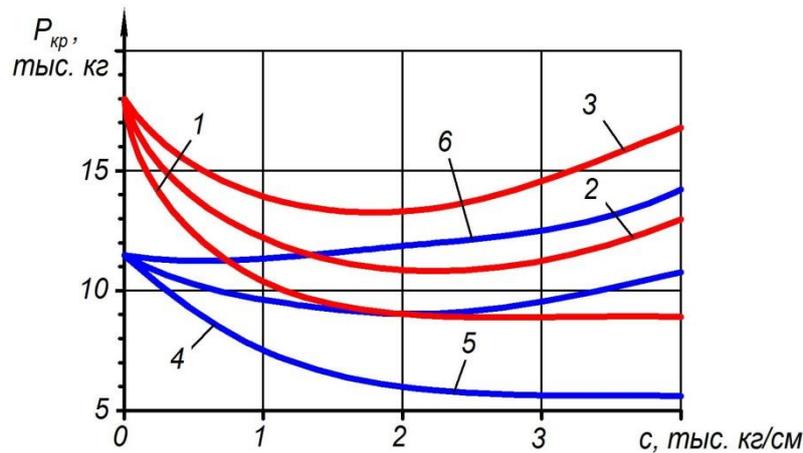


1 – асфальтобетон ($V = 35-40$ км/ч); 2 – булыжник ($V = 25-30$ км/ч);
3 – разбитый булыжник ($V = 10-13$ км/ч)

Рисунок 14 – Зависимости изменения продольных усилий в тягово-сцепном устройстве автопоезда от качества поверхности дороги

Зависимости изменения продольных усилий в сцепке прицепного автопоезда от коэффициента жесткости, представлены на рисунке 15. Для тягово-сцепных устройств с зазорами имеется диапазон жесткости упругой связи, в котором усилие $P_{кр}$ в сцепном устройстве имеет наименьшее значение. Для беззазорных сцепок целесообразно иметь упругие связи с наибольшей жесткостью, что обеспечит минимум усилия $P_{кр}$. С увеличением зазоров продольные усилия в сцепке быстро увеличиваются. Например, в режиме трогания автопоезда с места при $\varepsilon = 0$ мм, усилие в сцепке (при $c = 2000$ кг/см) составляет 9200 кг, при увеличении зазора до $\varepsilon = 40$ мм усилие возрастает более, чем в 1,4 раза и становится равным $P_{кр} = 13300$ кг [15].

В процессе торможения движение лесовозного автопоезда осуществляется до встречи с преодолеваемой неровностью или препятствием, имеющимся на лесовозной дороге. В про-

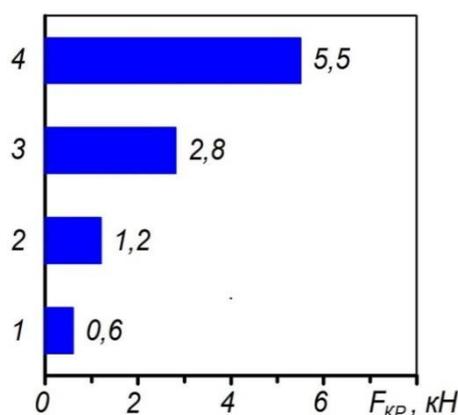


1-3 – при торможении автопоезда (величина зазора в ТСУ $\varepsilon = 0$ мм; $\varepsilon = 20$ мм и $\varepsilon = 40$ мм соответственно); 4-6 – при трогании с места (величина зазора в тягово-сцепном устройстве $\varepsilon = 0$ мм; $\varepsilon = 20$ мм и $\varepsilon = 40$ мм соответственно)

Рисунок 15 – Зависимости изменения продольных усилий в сцепке прицепного автопоезда от коэффициента жесткости

цессе увеличения скорости при переключении передач – после встречи с преодолеваемой неровностью или препятствием. Наибольшее количество ударных воздействий, возникающих в тягово-сцепном устройстве лесовозного автопоезда, прослеживается в процессе увеличения скорости при переключении передач. Важной особенностью тягово-сцепного устройства, помимо наличия в нем упругих элементов, обеспечивающих высокую гибкость лесовозного автомобиля-тягача с прицепом и необходимые частоты собственных колебаний, является возможность использования кинетической энергии предварительно разогнанного лесовозного автомобиля-тягача, для разделения во времени процесса начала движения звеньев лесовозного автопоезда относительно друг друга с целью устранения рывков. Повышение жесткости упругой связи в тягово-сцепном устройстве сопровождается резким изменением амплитуд по времени, а также ударным взаимодействием массивных звеньев лесовозного автопоезда. Снижение жесткости упругой связи оказывает существенное влияние на характер динамического взаимодействия между звеньями лесовозного автопоезда. В случае если лесовозный автомобиль-тягач и прицеп при неравномерном движении имеют одинаковые значения ускорений, то усилия в тягово-сцепном устройстве лесовозного автопоезда отсутствуют. Для исключения возможности складывания лесовозного автомобиля-тягача с прицепом, а также повышения его продольной устойчивости требуется поддерживать тягово-сцепное устройство лесовозного автопоезда в несколько растянутом состоянии. При отсутствии в тягово-сцепных устройствах лесовозных автопоездов амортизирующих элементов, нагрузки достигают критических значений. В этой связи не рекомендуется эксплуатировать лесовозные автомобили-тягачи с прицепами, оснащенными жесткими сцепками при появлении в них существенных зазоров. Произвольный профиль дорожных неровностей лесовозной дороги и неопределенность их чередования возбуждают в тягово-сцепном устройстве лесовозного автопоезда хаотические толчки, различной интенсивности, величины и направлению. В этой связи, влияние обустроенности лесовозной дороги на величину нагрузок вынужденных колебаний, оказывает большое значение. С ухудшением обустроенности лесовозной дороги, нагрузки в тягово-сцепном устройстве лесовозного автопоезда возрастают и могут достигать значений, превышающих в 2-4 раза значения нагрузок в аналогичных сцепных устройствах в процессе движения лесовозного автопоезда по дороге с твердым покрытием.

В работе Игитова Ш.М. установлено влияние изменения усилий в тягово-сцепном устройстве при движении автопоезда по различным типам дорог (рис. 16). Минимальное значение усилий соответствует дороге с асфальтовым покрытием. Максимальное значение – дороге с асфальтовым покрытием в разбитом состоянии [12].



1 – качественное асфальтовое покрытие (скорость V движения автопоезда 35 км/ч);
 2 – грунтовая дорога ($V = 26$ км/ч); 3 – асфальтовое покрытие с выбоинами ($V = 26$ км/ч);
 4 – асфальтовое покрытие в разбитом состоянии ($V = 18$ км/ч)

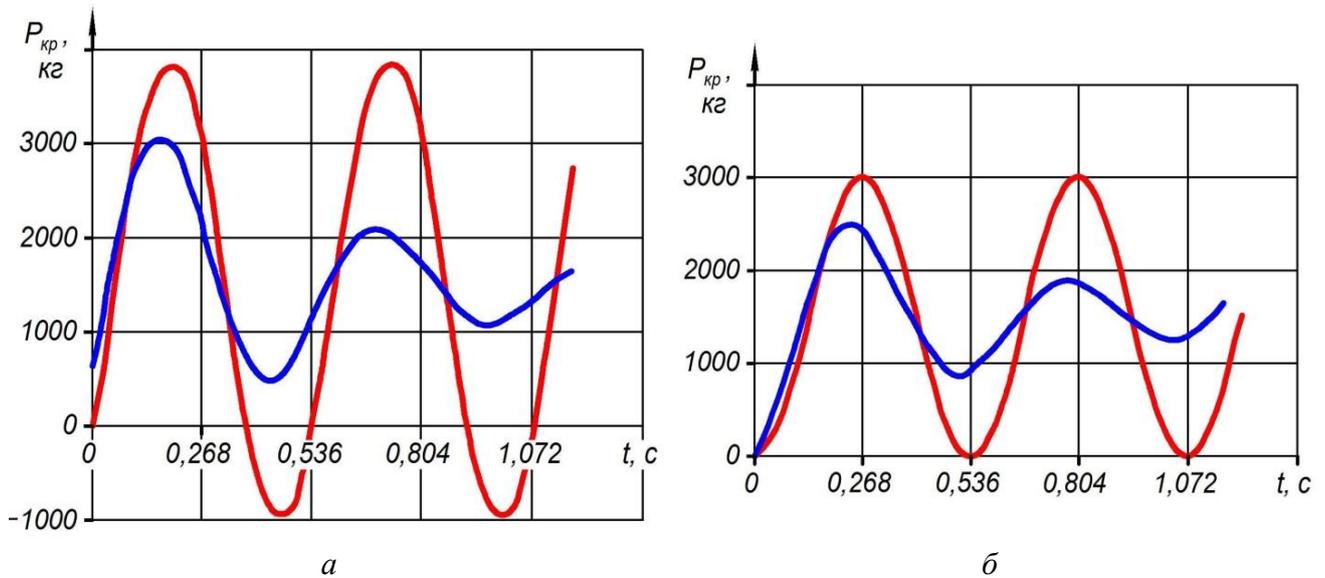
Рисунок 16 – Изменение крюкового усилия в ТСУ для различных типов дорог

При регулярной эксплуатации с превышением грузоподъемностей лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами, срок службы тяговых крюков их сцепных устройств в результате изнашивания не превышает 10-15 тыс. км. Основными дефектами и поломками тягово-сцепных устройств, снижающих надежность лесовозных автопоездов, эксплуатируемых в сложных дорожных и природно-климатических условиях, являются: отрыв сцепной петли; поломки и потеря упругости пружин; износ и поломки демпфирующих элементов; трещины в раме лесовозного автопоезда, во втулках; срез резьбы центрального винта; отрыв болтов крепления тягово-сцепного устройства к раме лесовозного автомобиля-тягача; износ отверстий крепления, втулки и штока сцепного устройства.

Для снижения усилий и стабилизации взаимодействия лесовозного автомобиля-тягача с прицепом, в тягово-сцепном устройстве применяют различные демпфирующие и упругие элементы. Наличие упругих элементов в тягово-сцепном устройстве оказывает значительное влияние на процессы разгона и трогания лесовозного автомобиля-тягача с прицепом. Такие упругие элементы дают возможность в пределах своей деформации осуществлять предварительный разгон лесовозному автомобилю-тягачу в процессе трогания с места. Энергия разгона используется для создания добавочного усилия на крюке тягово-сцепного устройства. Это позволяет повысить проходимость, а также тяговые свойства лесовозного автопоезда. Тягово-сцепное устройство с упругим элементом позволяет лесовозному автопоезду при резком трогании стронуть с места прицеп, имеющий массу в два раза превышающую массу лесовозного автомобиля-тягача. Наличие упругих элементов в тягово-сцепном устройстве в сравнении с жесткой сцепкой дает возможность осуществлять трогание лесовозного автопоезда с места при значительно меньшем коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью лесовозной дороги.

На рисунке 17, представлены графики изменения крюковой нагрузки и ее составляющих в тягово-сцепном устройстве автопоезда, снабженного демпфирующим элементом. Относительная скорость звеньев автопоезда и начальная нагрузка в тягово-сцепном устройстве с ростом зазора возрастают. Эта начальная нагрузка, несмотря на наличие в тягово-сцепном устройстве упругой связи, оказывает ударное воздействие. Если звенья автопоезда при его неравномерном движении имеют одинаковое ускорение, то нагрузка в тягово-сцепном устройстве отсутствует. Для повышения продольной устойчивости автопоезда и исключения возможности его складывания, целесообразно сцепку поддерживать в несколько растянутом состоянии [16].

При перевозке лесоматериалов при неполной загруженности лесовозного автопоезда, в первую очередь следует до нормы загружать лесоматериалами лесовозный автомобиль-тягач, а оставшиеся лесоматериалы размещать на прицепе. Чем плавнее к движителям подводятся тяговые или тормозные силы, тем меньше нагрузки в тягово-сцепном устройстве и



1, 2 – нагрузки в тягово-сцепном устройстве при отсутствии и наличии демпфера

Рисунок 17 – Зависимости изменения нагрузки в сцепке автопоезда при наличии в ней зазоров (а) и при отсутствии (б)

наоборот. Во всех случаях, когда позволяет обстановка, следует осуществлять трогание лесовозного автопоезда с места и его торможение по возможности плавно, чтобы снизить усилие в тягово-сцепном устройстве.

В работе Игитова Ш.М. установлено, что при загрузенности прицепа автопоезда, массой до 10 тонн, прослеживается монотонно увеличивающаяся нагрузка в тягово-сцепном устройстве. При загрузенности прицепа автопоезда, массой более 10 тонн приводит к резкому возрастанию нагрузки в тягово-сцепном устройстве (рис. 18) [12].

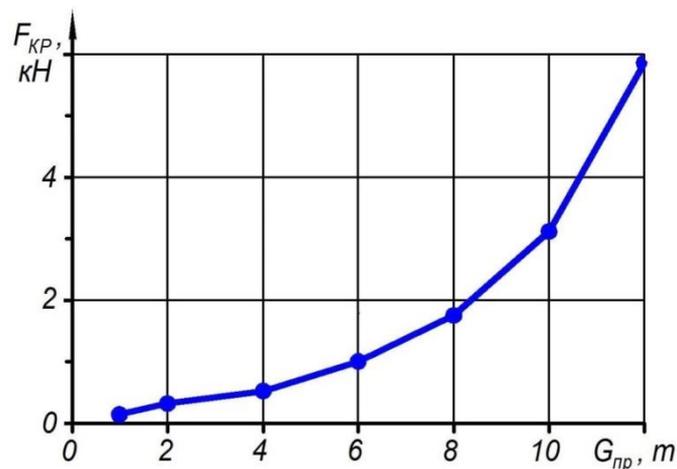


Рисунок 18 – Зависимость изменения крюкового усилия от массы груза в прицепе

Наличие зазора в тягово-сцепном устройстве лесовозного автопоезда и влияние демпфирующего элемента в нем связано со следующим противоречием. Несмотря на положительные свойства демпфирующего элемента, заключающиеся в гашении колебаний звеньев лесовозного автопоезда, он способствует возникновению начального динамического удара. На режиме трогания лесовозного автопоезда с места и переключения передач, жесткость упругой связи между звеньями оказывает серьезное влияние на работу буксования сцепления лесовозного автомобиля-тягача. При трогании лесовозного автопоезда с места и при переключении передач, сцепление плавно включается с неизбежным буксованием его фрикцион-

ных дисков. При жесткой сцепке происходит одновременное страгивание всего лесовозного автопоезда, поэтому момент сопротивления троганию, отнесенный ко всему сцеплению достигается наибольшим.

Вывозка лесоматериалов лесовозными автопоездами в сложных дорожных и природно-климатических условиях неизбежно сопровождается частыми остановками. При возобновлении движения после кратковременных остановок сопротивление троганию лесовозного автопоезда может резко возрастать. Увеличение сопротивлений объясняется не только тем, что трение покоя больше трения движения, но и тем, что после остановки не исключены случаи примерзания или прилипания колес к лесовозной дороге (особенно после предшествовавшего торможения), загустевания смазки, а также попадания колес в выбоины лесовозной дороги или наезда их на какие-либо препятствия. В этих случаях трогание лесовозного автопоезда с места затруднено или из-за ограниченной мощности двигателя, или, чаще всего, вследствие недостаточного сцепления колес с полотном лесовозной дороги.

Если рассматривать трогание лесовозного автопоезда с места с точки зрения того, что сопротивление троганию значительно больше, чем сопротивление движению, то жесткая сцепка требует больших значений коэффициента сцепления, так как в момент трогания приходится преодолевать статическое сопротивление одновременно лесовозного автомобиля-тягача и прицепа. Упругая же сцепка позволяет преодолевать статическое сопротивление последовательно, равномерно: сперва преодолевается статическое сопротивление лесовозного автомобиля-тягача, для чего требуется меньший запас силы тяги по сцеплению, а затем осуществляется плавное преодоление статического сопротивления прицепа при перемещающемся лесовозном автомобиле-тягаче. Для последнего коэффициент сопротивления уже успеет значительно снизиться и достигнуть динамического значения. В этих условиях разгон лесовозного автопоезда может быть осуществлен при меньших затратах тягового усилия, а значит, при меньшем коэффициенте сцепления. Если затраты тягового усилия поддерживаются на принятом уровне, то снижающееся сопротивление под колесами при движении лесовозного автомобиля-тягача с нагрузкой в сцепке от упругой связи обеспечивает более интенсивный его разгон. Это также не может не привести к улучшению тяговой динамики лесовозного автопоезда.

4 Обсуждение и заключение

Таким образом, можно сделать вывод, что от конструктивного совершенства тягово-сцепных устройств во многом зависят эксплуатационные свойства автопоездов, и, следовательно эффективность их функционирования. Проанализированные зависимости, полученные российскими учеными подтверждают это. Повышение скорости движения, грузоподъемности звеньев автопоезда, оснащенного традиционной конструкцией тягово-сцепного устройства, способствуют росту неравномерности сопротивления его движению, увеличивает вибронгруженность места водителя, сокращает производительность и увеличивает расход топлива автопоезда. При увеличении массы прицепа автопоезда, значение крюкового усилия в тягово-сцепном устройстве возрастает, а коэффициент запаса поперечной устойчивости снижается. С ростом скорости автопоезда и ухудшением качества опорной поверхности дороги происходит возрастание крюкового усилия в тягово-сцепном устройстве. С ростом жесткости упругого элемента тягово-сцепного устройства, снижаются нагрузки, действующие на него. С увеличением зазора в сцепном устройстве и ростом весовой характеристики автопоезда, нагрузки в тягово-сцепном устройстве увеличиваются, и, в случае трогания автопоезда с места при сильно застопоренном прицепном звене достигают предельных значений, соответствующих массе автомобиля-тягача. С ростом жесткости упругой связи и значений зазоров в тягово-сцепном устройстве, характер динамического взаимодействия между звеньями автопоезда все более приближается к ударному с резким изменением амплитуд по времени. Для обеспечения страгивания прицепа лесовозного автопоезда с места, а также сведение к минимуму возможных перемещений прицепа юзом необходимо, чтобы в процессе разгона автопоезда, величина усилия на крюке тягово-сцепного устройства, создаваемая кинетической энергии массы лесовозного автомобиля-тягача достигала требуемого значения; для устранения колебаний

звеньев автопоезда, ухудшающих динамику его движения, необходимо, чтобы при увеличении скорости движения автопоезда возрастали нагрузки в тягово-сцепном устройстве; изменение приложения усилий в тягово-сцепном устройстве должно быть плавным, так как при резком их приложении ухудшится проходимость лесовозного автомобиля-тягача с прицепом.

Одним из перспективных путей, позволяющих снизить динамическую нагруженность лесовозных автомобилей-тягачей с прицепами, уменьшить их расход топлива, улучшить технико-экономические показатели процесса вывозки лесоматериалов в сложных дорожных и природно-климатических условиях, является разработка и практическое использование новых конструкций тягово-сцепных устройств с возможностями непрерывного управления их характеристиками в зависимости от условий движения лесовозного автопоезда, демпфирования и рекуперации энергии рабочей жидкости. Представляет интерес исследование взаимодействия сцепных масс лесовозного автопоезда, оснащенного таким тягово-сцепным устройством, а также научное обоснование технических требований и методик расчета основных конструктивных параметров таких сцепных устройств.

Список литературы

1 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.).

2 Никонов, В. О. Рекуперация гидравлической энергии в тягово-сцепном устройстве лесовозного автомобиля с прицепом / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, К. А. Яковлев // Лесотехнический журнал. – 2018. – № 4. – С. 230-239. – *Библиогр.* : с. 238-239 (10 назв.). – DOI : 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845.

3 Никонов, В. О. Анализ конструктивных особенностей тягово-сцепных устройств грузовых автомобилей с прицепами / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, Р. В. Журавлев // Воронежский научно-технический вестник. – 2018. – Т. 4, № 4 (26). – С. 13-24. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2018/4-4-26-2018/13-24.pdf> – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : с. 22-24 (17 назв.).

4 Посметьев, В. И. Анализ эффективности традиционных и перспективных конструкций сцепных устройств прицепов с транспортными средствами / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, И. В. Сизьмин, А. В. Латынин // Воронежский научно-технический вестник. – 2020. – Т. 1, № 1 (31). – С. 58-86. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2020/1-31-2020/58-86.pdf> – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : с. 82-86 (44 назв.).

5 Посметьев, В. И. Анализ изменения нагрузок в сцепном устройстве в процессе эксплуатации лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, И. В. Сизьмин, С. М. Злобин // Материалы всероссийской научно-технической конференции Инновации в автомобильном транспорте. – Воронеж : ФГБОУ ВО ВГЛТУ им. Г. Ф. Морозова, 2022. – С. 10-15. – *Библиогр.* : с. 15 (10 назв.). – DOI : 10.34220/IRT2022_10-15.

6 Никонов, В. О. Об актуальности применения рекуперативного сцепного устройства в лесовозном автомобиле с прицепом / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, И. В. Сизьмин, К. И. Федоркевич // Материалы всероссийской научно-технической конференции Инновации в автомобильном транспорте. – Воронеж : ФГБОУ ВО ВГЛТУ им. Г. Ф. Морозова, 2022. – С. 34-41. – *Библиогр.* : с. 41 (15 назв.). – DOI : 10.34220/IRT2022_34-41.

7 Посметьев, В. И. Повышение эффективности лесовозного автопоезда путем использования рекуперативного пневмо-гидравлического сцепного устройства / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, И. В. Сизьмин // Воронежский научно-технический вестник. – 2021. – Т. 4, № 4 (38). – С. 70-85. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2021/4-4-38-2021/70-85.pdf> –

Загл. с экрана. – *Библиогр.* : с. 81-85 (28 назв.). – DOI : 10.34220/2311-8873-2022-70-85.

8 Михайличенко, Н. А. Обоснование и разработка параметров упругих тягово-цепных устройств к тракторным транспортным агрегатам : 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» : автореферат дис. ... канд. техн. наук / Н. А. Михайличенко ; «Саратовский Ордена Знак Почета Институт Механизации Сельского хозяйства имени М. И. Калинина». – Саратов, 1989. – 28 с.

9 Мандрик, И. И. Улучшение эксплуатационных показателей многозвенных тракторных поездов за счет совершенствования тягово-цепного устройства : специальность 05.20.03 «Эксплуатация, восстановление и ремонт сельскохозяйственной техники» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / И. И. Мандрик ; «Саратовский государственный аграрный университет имени Н. И. Вавилова». – Саратов, 2000. – 26 с.

10 Горелов, В. А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту / В. А. Горелов // Наука и образование : электронное научно-техническое издание, 2012, № 1, 77-30569/330258 –16 с. Режим доступа : <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>. – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : с. 14 (7 назв.).

11 Железнов, Р. Е. Обоснование и методика выбора параметров сцепного устройства малотоннажного автопоезда : специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» : дис. ... канд. техн. наук / Р. Е. Железнов ; «Волгоградский государственный технический университет». – Волгоград, 2015. – 167 с. – *Библиогр.* : с. 156-167 (134 назв.).

12 Игитов, Ш. М. Повышение эффективности уборочно-транспортных звеньев применением автопоездов с демпфирующим тягово-цепным устройством (в условиях Республики Дагестан) : специальность 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Ш. М. Игитов ; «ФГБОУ ВПО Дагестанский государственный аграрный университет имени М. М. Джамбулатова». – Махачкала, 2014. – 199 с. – *Библиогр.* : с. 143-158 (159 назв.).

13 Болотов, Н. А. Изменение нагрузок в тягово-цепном устройстве автопоезда при включении сцепления автомобиля-тягача / Н. А. Болотов, Е. В. Свиридов // Международный студенческий научный вестник, № 3, 2016. – С. 195-196. – *Библиогр.* : с. 196 (1 назв.).

14 Закин, Я. Х. Конструкции и расчет автомобильных поездов / Я. Х. Закин, М. М. Щукин, С. Я. Марголис, П. П. Ширяев, А. С. Андреев – Л. : Машиностроение, 1968. – 332 с. – *Библиогр.* : с. 327-329 (71 назв.).

15 Закин, Я. Х. Прикладная теория движения / Я. Х. Закин – Изд-во «Транспорт», 1967. – 258 с. – *Библиогр.* : с. 251-254 (51 назв.).

16 Щукин, М. М. Сцепное устройство автомобилей и тягачей. Конструкция, теория, расчет / М. М. Щукин. – М. ; Л. : МАШГИЗ, 1961. – 211 с. – *Библиогр.* : с. 203-206 (58 назв.).

17 Соколов, С. А. Обоснование конструкции и параметров укороченных тягово-цепных устройств магистральных автопоездов : 05.05.03 «Автомобили и тракторы» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. А. Соколов ; «Московский государственный автомобильно-дорожный институт». – Москва, 1994. – 22 с.

18 Павлов, В. А. Системы «крюк-петля» / В. А. Павлов, С. Ю. Пименов // Автомобильная промышленность, 1992, № 12. – С. 16-18.

References

1 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.).

2 Nikonov V. O., Posmetev V. I., Yakovlev K. A. *Rekuperaciya gidravlicheskoj energii v tyagovo-scepnom ustroistve lesovoznogo avtomobilya s pricepom* [Regeneration of hydraulic energy in the trailer hitch of a forestry vehicle]. Forestry magazine. – 2018. – №. 4. – P. 230-239 : doi : 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845. (In Russ.).

3 Nikonov V. O., Posmetev V. I., Juravlev R. V. *Analiz konstruktivnih osobennostei tyagovo-scepnih ustroistv gruzovih avtomobilei s pricepami* [Analysis of design features of towing devices for trucks with trailers]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2018. – Vol. 4, № 4 (26). – S. 13-24. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2018/4-4-26-2018/13-24.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

4 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Sizmin I. V., Latinin A. V. *Analiz effektivnosti tradicionnih i perspektivnih konstrukcii scepnih ustroistv pricepov s transportnimi sredstvami* [Analysis of the effectiveness of traditional and advanced designs of coupling devices for trailers with vehicles]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2020. – Vol. 1, №. 1 (31). – S. 58-86. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2020/1-31-2020/58-86.pdf> – Head. from the screen. (In Russ.).

5 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Sizmin I. V., Zlobin S. M. *Analiz izmeneniya nagruzok v scepnom ustroistve v processe ekspluatatsii lesovoznogo avtopoezda* [Analysis of changes in loads in the coupling device during the operation of a timber road train]. Proceedings of the All-Russian scientific and technical conference Innovations in road transport. – Voronezh : FGBOU VO VGLTU im. G. F. Morozova, 2022. – S. 10-15 : doi : 10.34220/IRT2022_10-15. (In Russ.).

6 Nikono V. O., Posmetev V. I., Sizmin I. V., Fedorkevich K. I. *Ob aktualnosti primeneniya rekuperativnogo scepnogo ustroistva v lesovoznom avtomobile s pricepom* [On the relevance of using a recuperative coupling device in a logging vehicle with a trailer]. Proceedings of the All-Russian scientific and technical conference Innovations in road transport. – Voronezh : FGBOU VO VGLTU im. G. F. Morozova, 2022. – S. 34-41 : doi : 10.34220/IRT2022_34-41. (In Russ.).

7 Posmetev V. I., Nikonov V. O., Sizmin I. V. *Povishenie effektivnosti lesovoznogo avtopoezda putem ispolzovaniya rekuperativnogo pnevmo-gidravlicheskogo scepnogo ustroistva* [Improving the efficiency of a timber road train by using a recuperative pneumatic-hydraulic coupling device]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2021. – Vol. 4, № 4 (38). – S. 70-85. Access mode : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2021/4-4-38-2021/70-85.pdf> – Head. from the screen : doi : 10.34220/2311-8873-2022-70-85. (In Russ.).

8 Mihailichenko N. A. *Obosnovanie i razrabotka parametrov uprugih tyagovo-scepnih ustroistv k traktornim transportnim agregatam* [Substantiation and development of parameters of elastic traction coupling devices for tractor transport units]. 05.20.01 "Mechanization of agricultural production" : Abstract of the thesis. ... cand. tech. Sciences / N. A. Mikhailichenko ; "Saratov Order Badge of Honor Institute of Mechanization of Agriculture named after M. I. Kalinin". – Saratov, 1989. – 28 p. (In Russ.).

9 Mandrik I. I. *Uluchshenie ekspluatatsionnih pokazatelei mnogozvennih traktornih poezdov za schet sovershenstvovaniya tyagovo-scepnogo ustroistva* [Improving the performance of multilink tractor trains by improving the traction coupling device]. 05.20.03 "Operation, restoration and repair of agricultural machinery" : author's abstract. dis. ... cand. tech. Sciences / I. I. Mandrik ; "Saratov State Agrarian University named after N. I. Vavilov". – Saratov, 2000. – 26 p. (In Russ.).

10 Gorelov V. A. *Rezultati chislennogo modelirovaniya pryamolineinogo dvijeniya dvuhzvennogo kolesnogo transportnogo kompleksa po deformiruemuemu gruntu* [Results of

numerical simulation of rectilinear motion of a two-link wheeled transport complex on deformable soil]. Science and education : electronic scientific and technical publication, 2012, № 1, 77-30569/330258 –16 p. Access mode : <http://technomag.edu.ru/doc/330258.html>. – Zagl. from the screen. (In Russ.).

11 Jelezov R. E. *Obosnovanie i metodika vibora parametrov scepного устройства малотоннажного автотрainsа* [Justification and methodology for choosing the parameters of the coupling device of a low-tonnage road train]. 05.05.03 "Wheeled and tracked vehicles : dis. ... cand. tech. Sciences / R. E. Zhelezov ; Volgograd State Technical University. – Volgograd, 2015. – 167 p. (In Russ.).

12 Igitov Sh. M. *Povishenie effektivnosti uborочно-transportnih zvenev primeneniem avtотрainsов s dempfiruyuschim tyagovo-scepным устройством (v usloviyah Respubliki Dagestan)* [Improving the efficiency of harvesting and transport units using road trains with damping traction coupling device (in the conditions of the Republic of Dagestan)]. 05.20.01 "Technologies and means of mechanization of agriculture" / Sh. M. Igitov ; "FGBOU VPO Dagestan State Agrarian University named after M. M. Dzhambulatov". – Makhachkala, 2014. – 199 p. (In Russ.).

13 Bolotov N. A., Sviridov E. V. *Izmenenie nagruzok v tyagovo-scepном устройстве автотрainsа pri vklyuchenii scepheniya avtomobilya-tyagacha* [Change in loads in the traction coupling device of the road train when the clutch of the tractor vehicle is engaged]. International Student Scientific Bulletin, № 3, 2016. – P. 195-196. (In Russ.).

14 Zakin Ya. H., Schukin M. M., Margolis S. Ya., Shiryaev P. P., Andreev A. S. *Konstrukcii i raschet avtomobilnih poezdov* [Design and calculation of road trains]. L. : Mashinostroenie, 1968. – 332 p. (In Russ.).

15 Zakin Ya. H. *Prikladnaya teoriya dvizheniya* [Applied Theory of Motion]. Publishing House "Transport", 1967. – 258 p. (In Russ.).

16 Schukin M. M. *Scepное устройство avtomobilei i tyagachei. Konstrukciya, teoriya, raschet* [Coupling device for cars and tractors. Construction, theory, calculation]. M. ; L. : MASHGIZ, 1961. – 211 p. (In Russ.).

17 Sokolov S. A. *Obosnovanie konstrukcii i parametrov ukorochennih tyagovo-scepных устройств magistralnih avtотрainsов* [Justification of the design and parameters of shortened traction-coupling devices of main road trains]. 05.05.03 "Automobiles and Tractors" : author's abstract. dis. ... cand. tech. Sciences / S. A. Sokolov ; Moscow State Automobile and Road Institute. – Moscow, 1994. – 22 p. (In Russ.).

18 Pavlov V. A., Pimenov S. Yu. *Sistemi «kryuk-petlya»* [Hook-and-loop systems]. Automotive industry, 1992, № 12. – S. 16-18. (In Russ.).

© Посметьев В.И., Никонов В.О., 2022