



АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО ТЯГАЧА С ПОЛУПРИЦЕПОМ НА НАГРУЖЕННОСТЬ СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

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.

В статье приведены преимущества лесовозных тягачей с полуприцепами в сравнении с одиночными лесовозными автомобилями. Описаны существующие дорожные условия эксплуатации седельных автопоездов, задействованных при вывозке лесоматериалов потребителям. Рассмотрены причины и последствия нагружения элементов седельно-сцепных устройств автопоездов. Представлены зависимости изменения усилий в сцепном устройстве от значений коэффициентов сцепления и распределения тормозных сил, величины замедления седельного автопоезда, а также от высоты центра тяжести полуприцепа автопоезда. Рассмотрены закономерности изменения тормозного пути, замедления и усилия сжатия в седельно-сцепном устройстве автопоезда от недоиспользования сцепного веса тягача с полуприцепом. Проанализированы зависимости изменения нагрузок в седельно-сцепном устройстве от дорожных условий, загруженности автопоезда, места установки седельно-сцепного устройства на тягаче, а также от коэффициента демпфирования. Приведен анализ осциллограмм изменения сил в шкворне устройства в процессе резко-

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF TRAFFIC MODES OF THE TRACTOR WITH A SEMI-TRAILER FOR THE LOAD OF THE FITCH DEVICE

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.

The article presents the advantages of timber tractors with semi-trailers in comparison with single timber vehicles. The existing road conditions for the operation of saddle road trains involved in the transportation of timber to consumers are described. The causes and consequences of loading elements of saddle-coupling devices of road trains are considered. The dependences of the change in forces in the coupling device on the values of the coefficients of adhesion and the distribution of braking forces, the deceleration of the saddle road train, and also on the height of the center of gravity of the semi-trailer of the road train are presented. The regularities of changing the braking distance, deceleration and compression force in the fifth wheel coupling device of a road train due to underutilization of the coupling weight of a tractor with a semi-trailer are considered. The dependences of changes in loads in the fifth wheel coupling on road conditions, the load of the road train, the location of the fifth wheel coupling on the tractor, as well as on the damping coefficient are analyzed. An analysis of oscillograms of changes in forces in the pivot of the device in

го торможения на криволинейной и прямолинейной траектории с различными вариантами торможения отдельными звеньями. Описано влияние загруженности автопоезда, скорости его движения, типа дорожного покрытия, конструктивных параметров сцепного устройства, наличия смазочного материала на опорной плите, уровне ее износа на изменение момента сопротивления в таком устройстве. Обоснована необходимость повышения эффективности лесовозных тягачей с полуприцепами за счет совершенствования существующих конструкций седельно-сцепных устройств.

Ключевые слова: АВТОПОЕЗД, ТЯГАЧ, ПОЛУПРИЦЕП, СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО, НАГРУЗКИ, ШКВОРЕНЬ, ОПОРНАЯ ПЛИТА, СКОРОСТЬ, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА, ВЫВОЗКА ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ, СЛОЖНЫЕ ДОРОЖНЫЕ УСЛОВИЯ, НАДЕЖНОСТЬ.

¹Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Вывозка лесоматериалов лесовозным автомобильным транспортом является наиболее трудоемкой и капиталоемкой фазой лесозаготовительного процесса, от эффективности которой зависит конечная себестоимость лесоматериалов, доставляемых потребителям, и, как следствие конкурентоспособность лесозаготовительных предприятий. Одним из наиболее распространенных типов лесовозных автопоездов (ЛА), задействованных в процессе вывозки лесоматериалов, является ЛА, состоящий из лесовозного тягача (ЛТ) и полуприцепа (ПП). Такой ЛА дает возможность в сравнении с одиночным лесовозным автомобилем снизить транспортные издержки на 23 %, уменьшить износ дорог на 40 %, сократить расход топлива на 15 % и число ездов, а также существенно снизить конечную себестоимость лесоматериалов [1, 2].

Дорожные условия эксплуатации ЛТ с ПП имеют существенные отличия от дорожных условий эксплуатации подобных автопоездов общего назначения. Они характеризуются недостаточной обустроенностью лесовозных дорог (ЛД), движение по которым в процессе вывозки лесоматериалов ЛТ с ПП сопровождается увеличением числа троганий и частыми торможениями ЛА. Особенностью динамики торможения ЛА является возникновение ударных нагрузок между его звеньями, последствия которых проявляются в снижении скорости движения автопоезда и производительности, а также в увеличении расхода топлива. При резком торможении ЛТ с ПП перед преодолеваемой неровностью ЛД, происходящее под воздействием инерционных сил изменение траектории движения звеньев автопоезда относительно друг друга, способствует возникновению нежелательного эффекта «складывания» ЛА. Наиболее часто, при торможении седельного автопоезда вследствие возникновения ударных нагрузок между его звеньями происходит в той или иной степени рассогласование срабатывания тормозных механизмов ЛТ и ПП, которое при торможении автопоезда может по времени превышать 0,6 с. Основной причиной такого рассогласования является неравномерный износ тормозных накладок ПП в сравнении с ЛТ. Неравномерность изнашивания связана с массой ПП, превышающей массу ЛТ [3-5].

Одним из важнейших элементов конструкции ЛТ с ПП, от которого зависят эксплуатационные свойства ЛА и эффективность его функционирования, является седельно-сцепное устройство (ССУ). При движении ЛА с резким приложением к его колесам тяговых и тормозных сил, элементы конструкции ССУ воспринимают тяговые усилия и вертикальные нагрузки, а также из-

the process of sharp braking on a curvilinear and rectilinear trajectory with various options for braking by individual links is given. The influence of the road train load, the speed of its movement, the type of road surface, the design parameters of the coupling device, the presence of lubricant on the base plate, the level of its wear on the change in the moment of resistance in such a device are described. The necessity of increasing the efficiency of timber tractors with semi-trailers by improving the existing designs of fifth wheel couplings is substantiated.

Keywords: ROAD TRAIN, TRACTOR, SEMI-TRAILER, FIFTH HITCH, LOADS, PIVOT, BASE PLATE, SPEED, PERFORMANCE PROPERTIES, TIMBER REMOVAL, DIFFICULT ROAD CONDITIONS, RELIABILITY.

гибающие моменты, действие которых осуществляется в плоскости, перпендикулярной продольной оси седельного автопоезда. Изгибающие моменты оказывают воздействие на опорные кронштейны. Тяговые усилия воспринимаются шкворнем и деталями разъемно-цепного механизма. Вертикальные нагрузки оказывают воздействие на кронштейны и опорные плиты. На величину нагрузок, воздействующих на ССУ оказывают влияние значительное количество не только конструктивных, но и эксплуатационных факторов. К конструктивным факторам относят соотношение масс звеньев автопоезда, жесткость упругой связи, а также размеры зазоров в ССУ. С увеличением величины зазоров в ССУ и жесткости упругой связи динамическое взаимодействие между звеньями автопоезда приобретает ударный характер. Это снижает надежность, как самого устройства, так и автомобиля в целом [6-9].

Детали ССУ, подвергающиеся воздействию нагрузок, неоправданно быстро изнашиваются. Сцепной шкворень, опорная плита, захват разъемно-цепного механизма, подшипники опорных кронштейнов наиболее сильно подвержены износу, степень которого, прежде всего, зависит от условий эксплуатации ЛА и конструкции ПП. Износ этих деталей увеличивается при эксплуатации ЛА на недостаточно обустроенных ЛД и дорогах с большим числом поворотов при высоком расположении центра тяжести ПП [10].

В этой связи, анализ влияния различных факторов, оказывающих воздействие на изменение величины нагрузок в традиционных конструкциях ССУ, является актуальной задачей. Учет этих факторов даст возможность выявить перспективные направления повышения эффективности ЛА, оснащенных традиционными ССУ, а также разработать и предложить новые технические решения таких устройств, обеспечивающие снижение воздействующих на его детали нагрузок.

2 Материалы и методы

В статье проанализированы результаты исследований российских и зарубежных авторов по изучению влияния различных факторов на изменение нагрузок, воздействующих на детали ССУ традиционной конструкции, при эксплуатации автопоездов в составе тягачей с ПП в изменяющихся дорожных условиях. Поиск научных работ осуществлялся в системах Google Академия, РГБ, Elsevier, elibrary. Глубина поиска научной литературы составила в пределах с 1967 г. по 2022 г. Ключевыми словами при осуществлении поисковых запросов, являлись автопоезд, тягач, опорная поверхность, полуприцеп, ударные нагрузки, седельно-цепное устройство, надежность, шкворень, опорная плита, скорость, эксплуатационные свойства, вывозка лесоматериалов, сложные дорожные условия.

3 Результаты исследования

В работе Заякина Я.Х. установлено, что при одинаковом замедлении или ускорении седельного автопоезда в его сцепном устройстве может создаваться не только усилие сжатия, но и растяжения. Для повышения устойчивости движения седельного автопоезда и предотвращения эффекта его «складывания» рекомендуется на тормозном и ведущем режимах поддерживать тягач с ПП в несколько растянутом состоянии. Наибольшее продольное усилие в ССУ возникает в тех случаях, когда на колесах лишь одного звена автопоезда действует тормозная или тяговая сила. Зависимость нагрузки в ССУ автопоезда от коэффициента χ распределения тормозных сил для различных значений замедления j_{an} приведена на рисунке 1. Зависимость $P_{кр} = f(\chi)$ линейная и с возрастанием коэффициента χ при рассматриваемом замедлении нагрузка в ССУ уменьшается. Для замедлений, не превышающих $j_{an} = 2,72 \text{ м/с}^2$, значение нагрузок в ССУ может менять знак. Ограничение тормозных сил по сцеплению приводит к определенным ограничениям в изменениях усилий в ССУ (рис. 1). При замедлениях, превышающих $3,7 \text{ м/с}^2$, в ССУ исследуемого тягача с ПП появляются только усилия сжатия. Замедления в $3,5\text{-}4,85 \text{ м/с}^2$ получаются обычно уже на режимах аварийного торможения. Неизбежные в этих случаях усилия сжатия в ССУ служат одной из причин «складывания» и аварий автопоездов. Опорные реакции ПП и сцепные веса звеньев автопоезда зависят не только от величины замедления (для случая разго-

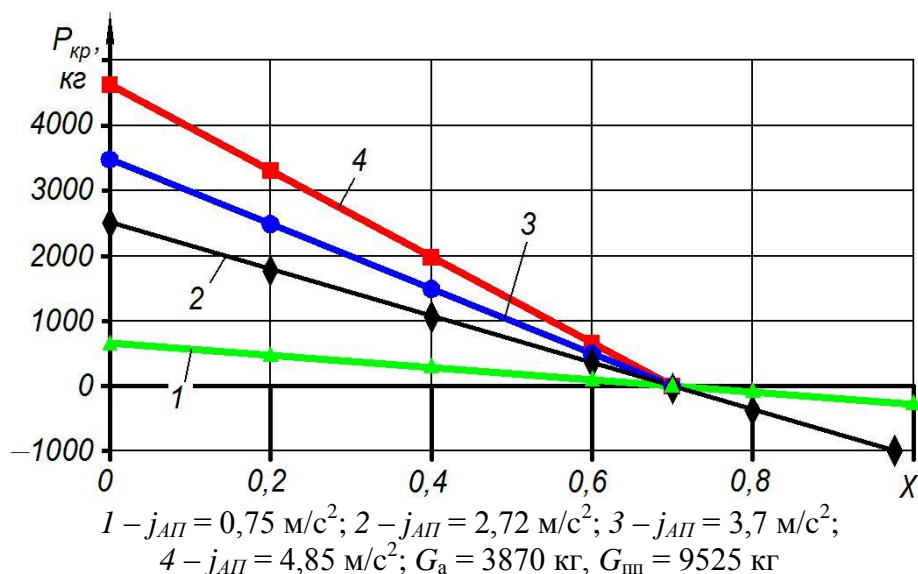


Рисунок 1 – Влияние замедления $j_{ап}$ и коэффициента χ распределения тормозных сил на изменение продольных усилий $P_{кр}$ в ССУ тягача с ПП

на – ускорения) центра масс, но и от соотношения тормозных (движущих) сил на колесах тягача и ПП, т.е. от параметра χ [11].

Характер изменения усилия $P_{кр}$ сжатия в ССУ в зависимости от коэффициента сцепления ϕ для трех различных значений высоты центра тяжести h_c ПП автопоезда показан на рисунке 2. В случае асинхронного торможения тягача с ПП наблюдаются скачки реализуемых тормозных сил и усилия в ССУ. Отмеченные скачки продольного усилия в ССУ автопоезда, проявляющиеся в ударах и рывках, способствуют интенсивному износу ССУ автопоездов и их «складыванию» при торможении.

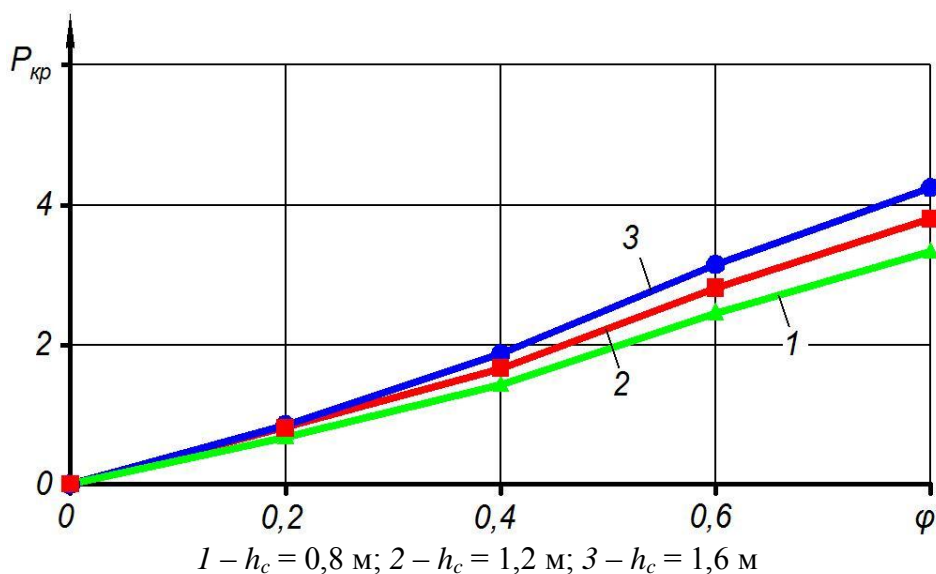


Рисунок 2 – Изменение усилия $P_{кр}$ в ССУ в зависимости от коэффициента сцепления ϕ и высоты h_c центра тяжести ПП h_c

Недоиспользование сцепного веса тягача для поддержания звеньев автопоезда в растянутом состоянии приводит к недопустимому увеличению тормозного пути тягача с ПП (рис. 3). Для поддержания автопоезда в растянутом состоянии при торможении следует недоиспользовать почти 50 % его сцепного веса (за счет тягача). По мере уменьшения величины χ , т.е. уве-

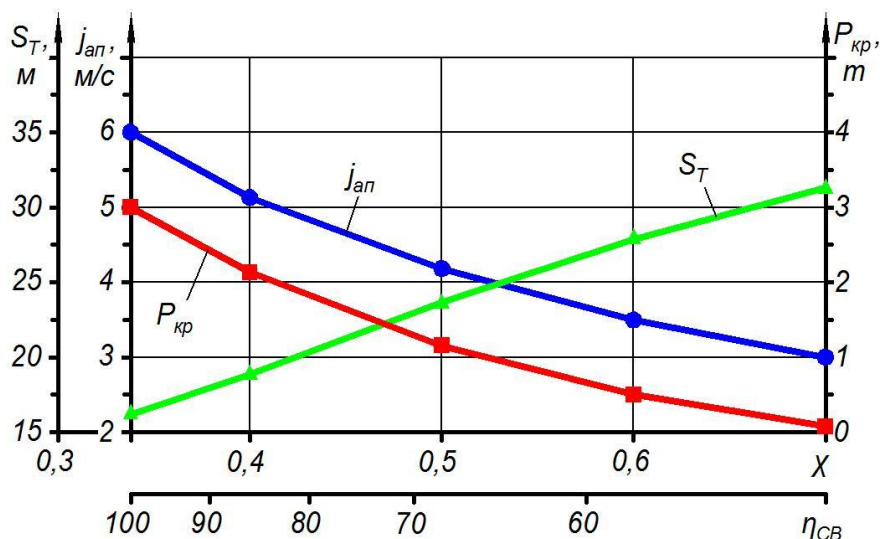
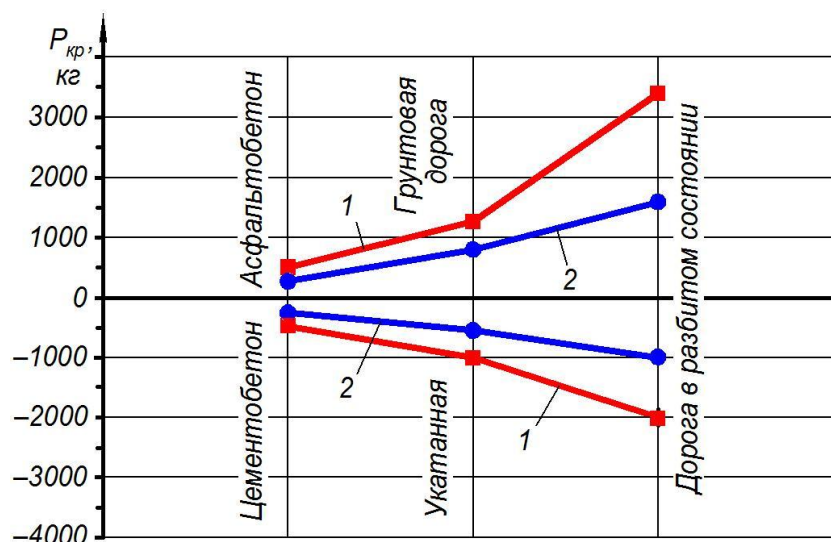


Рисунок 3 – Влияние недоиспользования сцепного веса $\eta_{св}$ тягача с ПП на тормозной путь S_T , замедление $j_{ап}$ и усилие $P_{кр}$ сжатия в ССУ

личения использования сцепного веса тягача, тормозной путь S_T сокращается, а замедление $j_{ап}$ увеличивается. Однако одновременно с улучшением тормозных параметров растет усилие сжатия в ССУ между звеньями автопоезда. При полном использовании сцепного веса тягача с ПП, тормозной путь достигает минимума, но в этом случае автопоезд оказывается до предела сжатым. Такое сжатие опасно из-за возникновения «складывания» тягача с ПП вследствие того, что силы $P_{кр}$ в ССУ направлены прямо противоположно направлению силы инерции ПП при замедлении автопоезда. При самом незначительно продольном несовпадении линий действия этих сил, из-за случайных причин возникает момент, стремящийся отклонить ПП от его прямолинейного движения. Если, кроме того, колеса ПП доведены до блокирования при интенсивном торможении с полным использованием сцепного веса, то неизбежно возникает боковой занос ходовой оси ПП [11].

Характер влияния дорожных условий и веса ПП на нагрузки в ССУ автопоездов представлены на рисунке 4. Как и следовало ожидать, влияние дорожных условий на величину нагрузок вынужденных колебаний является решающим [12].

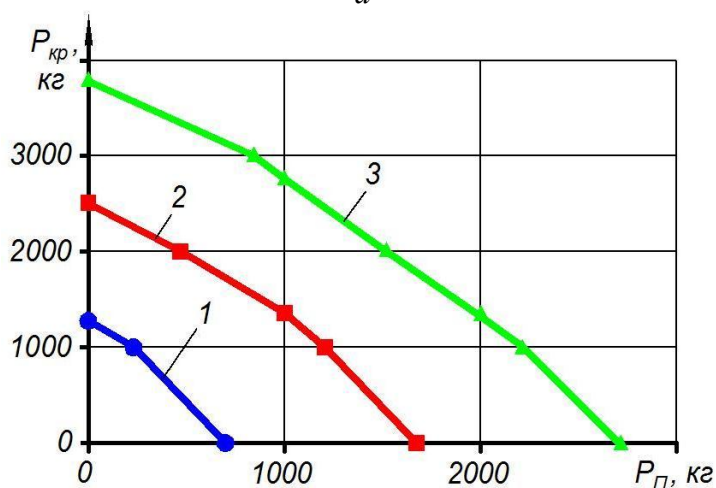
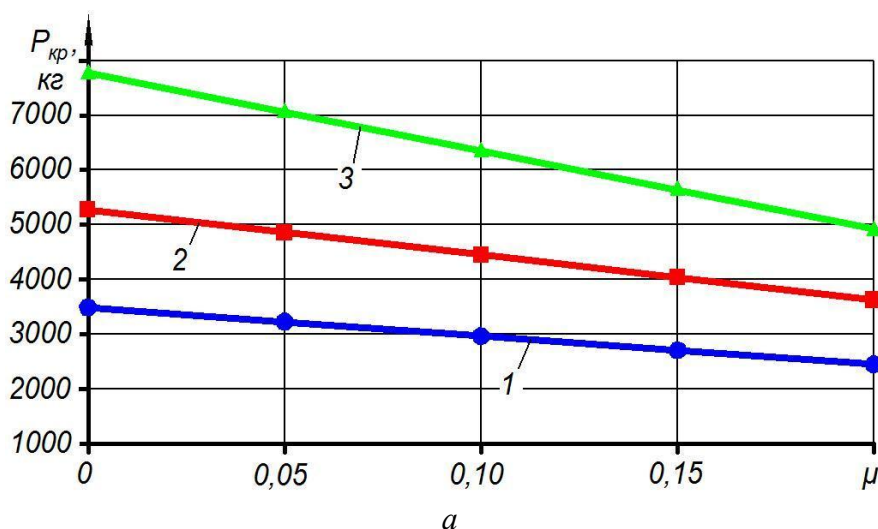


1 – тягач с ПП в нагруженном состоянии; 2 – тягач с ПП в порожнем состоянии

Рисунок 4 – Влияние эксплуатационных факторов на величину максимальных нагрузок $P_{кр}$ в ССУ тягача с ПП

Изменение сил трения оказывает влияние на снижение амплитуд собственных колебаний между звеньями седельного автопоезда (рис. 5, а). Нагрузки, действующие на ССУ, могут быть снижены на 30 % при повышении коэффициента трения μ в звеньях этого устройства в интервале от 0 до 0,2. Несмотря на это, такое увеличение коэффициента трения будет способствовать более интенсивному износу трущихся поверхностей, а также ухудшению условий сцепки тягача с ПП при формировании автопоездов. В обычных условиях эксплуатации седельного автопоезда, коэффициент трения находится в интервале от 0,08 до 0,12 и обеспечивает уменьшение пиковых нагрузок, действующих на ССУ на 15 %.

Влияние наличия движущих (тормозных) сил на колесах ПП показано на рисунке 5, б. Нагрузки в ССУ максимальные для случаев, когда на колесах ПП отсутствуют движущие (тормозные) силы. По мере увеличения на колесах ПП этих сил, по знаку совпадающих со знаком сил, действующих на колесах тягача, нагрузки уменьшаются [12].



б

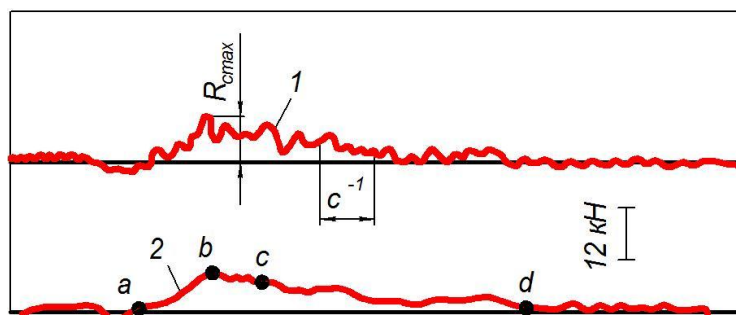
а – сил трения μ (1 – $G_n = 5850$ кг; 2 – $G_n = 9500$ кг; $G_n = 16500$ кг);

б – движущих тормозных сил P_n на колесах ПП

($G_a = 5500$ кг, $G_n = 3500$ кг, 1 – $\varphi = 0,2$; 2 – $\varphi = 0,5$; 3 – $\varphi = 0,8$)

Рисунок 5 – Влияние сил трения μ и движущих тормозных сил $P_{п}$ на значения максимальных нагрузок $P_{кр}$ в ССУ тягача с ПП

На рисунке 6 изображена экспериментальная кривая 1 вертикальных динамических усилий на ССУ тягача при движении автопоезда по ровному участку дороги с асфальтобетонным покрытием на режиме торможения (скорость V_0 в начальный момент торможения равна



1 – экспериментальная кривая; 2 – динамическое усилие на ССУ от перераспределения нагрузок между звеньями автопоезда; ad – зона торможения ($ad = 15,75$ м); a – начало торможения; d – остановка

Рисунок 6 – Зависимость вертикального динамического давления R_{stmax} на ССУ автопоезда от времени при торможении

12,6 км/ч). Кривая 2 построена без учета дополнительных амплитуд, которые наложены на основную кривую. Она характеризуется медленным ($t = 1,4$ с) нарастанием усилия (участок ab). Участок bc стабильного давления по времени занимает 0,9 с, затем наблюдается постепенное снижение вертикального усилия на ССУ, что объясняется уменьшением тормозной силы. Как видно из рисунка 6, общий характер кривой abc идентичен диаграмме торможения [13].

В работе Высоцкого М.С. выявлена зависимость изменения нагрузки на ССУ тягача от расстояния b_{st} , которое измеряется от центра тяжести автопоезда до вертикальной оси симметрии его тележки колес. Приведенная на рисунке 7 зависимость показывает, что при значении расстояния $b_{st} = 0$, ССУ полностью разгружено и всю нагрузку воспринимает тележка осей ЛТ [14].

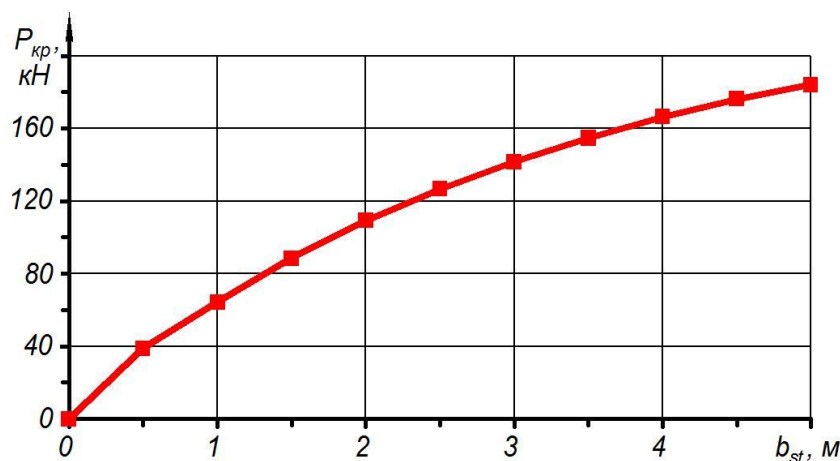


Рисунок 7 – Изменение нагрузки $P_{кр}$ на ССУ тягача от величины смещения b_{st}

Василевский В.И. в своей статье описывает процесс нагружения шкворня ССУ автопоезда в виде следующих этапов. На первом этапе с высокой скоростью происходит нарастание ударной нагрузки на шкворень. На втором этапе с высокими скоростями происходит нарастание моментов в тормозных механизмах ПП. На третьем этапе осуществляется переходный процесс, способствующий созданию тормозных моментов в тормозных механизмах, превышающих моменты сцепления колес автопоезда с опорной поверхностью дороги. Это сопровождается скольжением колес тягача при их контакте с опорной поверхностью дороги, полной блокировкой тормозящих колес, и, как следствие приводит к снижению коэффициента сцепления колес седельного автопоезда с опорной поверхностью дороги. На четвертом этапе происходит полное нарушение кинематической связи контактов колес седельного автопоезда с опорной поверхностью дороги, следствием которого является движение колес автопоезда юзом. При резком тор-

мождении седельного автопоезда с отключенными тормозными механизмами ПП между его звеньями за счет наезда ПП на тягач наблюдается появление ударных воздействий [15].

В работе Билык О.В. установлено, что при соотношении масс звеньев седельного автопоезда 2,4 при торможении с отключенными тормозными механизмами ПП, действующее на шкворень ССУ усилие превосходит в 2-3 раза силу сцепления колес тягача с опорной поверхностью дороги, что способствует возникновению эффекта «складывания» автопоезда.

Осциллограмма, характеризующая резкое торможение седельного автопоезда на криволинейном участке показывает изменение боковой и продольной составляющих сил, действующих на шкворень ССУ (рис. 8). Боковая составляющая сила на шкворне ССУ (кривая 1) достигает наибольшего значения раньше, чем продольная (точка A' и A). При достижении продольной силой (кривая 2) наибольшего значения (точка B) боковая сила имеет резкий спад (точка B'). Это приводит к тому, что запас устойчивости седельного автопоезда снижается, так как уменьшается значение коэффициента сцепления колес в боковом направлении. На основании натурных испытаний тягача с ПП установлено, что запас устойчивости седельного автопоезда ухудшается, так как снижается коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью дороги в боковом направлении [16].

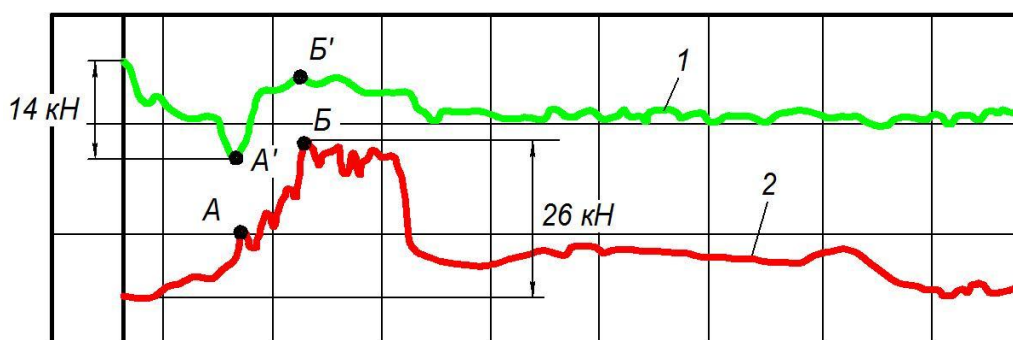
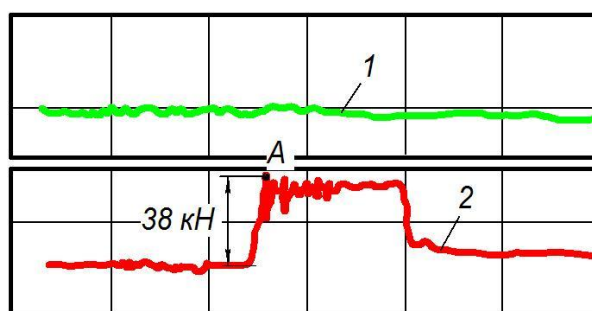


Рисунок 8 – Осциллограмма изменения сил $F_{кр}$ в шкворне седельного автопоезда при резком торможении на криволинейном участке с отключенными тормозными механизмами ПП

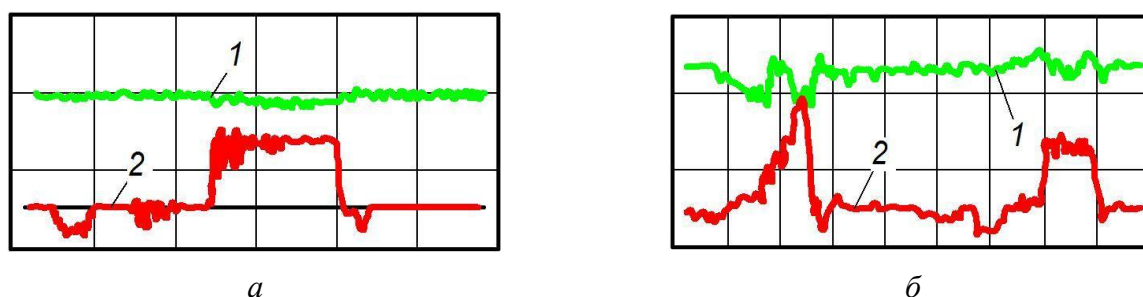
Осциллограмма, характеризующая изменение сил, действующих на шкворень ССУ при резком торможении седельного автопоезда на прямолинейном участке, приведена на рисунке 9. Запаздывание срабатывания тормозных механизмов ПП способствует возникновению за счет наезда ПП на тягач толкающей со стороны ПП силы, действие которой способствует «складыванию» седельного автопоезда. После достижения максимального значения силы (рис. 9, точка A) происходит колебательный процесс изменения этой силы. Это объясняется изменением сил в контакте колес седельного автопоезда с опорной поверхностью [16].



1, 2 – действующие на шкворень ССУ силы, соответственно в поперечном и продольном направлениях

Рисунок 9 – Осциллограмма изменения сил $F_{кр}$, действующих на шкворень ССУ при торможении седельного автопоезда на прямолинейном участке

Сазонов И.С. и др. в своей работе с целью проверки влияния ударного воздействия со стороны ПП на тягач в процессе торможения осуществили соответствующее экспериментальное исследование. Выявлено, что в процессе торможения автопоезда с отключенными тормозами колес ПП со скоростью 40 км/ч на криволинейном участке радиусом 120 м с мокрым асфальтовым покрытием возникает эффект «складывания» седельного автопоезда. Осциллограммы сил, действующих в процессе движения на прямолинейном и криволинейном участке дороги на шкворень ССУ при резком торможении седельного автопоезда с выключенными тормозными механизмами ПП, приведены на рисунке 10 [17].



1 – усилие в боковом направлении; 2 – усилие в продольном направлении

Рисунок 10 – Изменение сил $F_{кр}$ в шкворне при резком торможении седельного автопоезда на прямолинейной траектории (а) и криволинейной (б)

Rashabh Nigam в своей работе исследовал влияние загруженности автопоезда (от 9 до 16,5 тонн), скорости его движения, типа дорожного покрытия, конструктивных параметров ССУ, наличия смазки между поверхностями трения ССУ, уровня износа поверхности опорной плиты ССУ на изменение момента сопротивления в ССУ. Установлено, что момент трения в ССУ зависит от угловой скорости (рис. 11). Момент трения быстро возрастает при низких скоростях и затем сравнительно медленнее при более высоких скоростях. Момент трения увеличивается с угловой скоростью, достигая максимальных значений ± 5 кН·м [18].

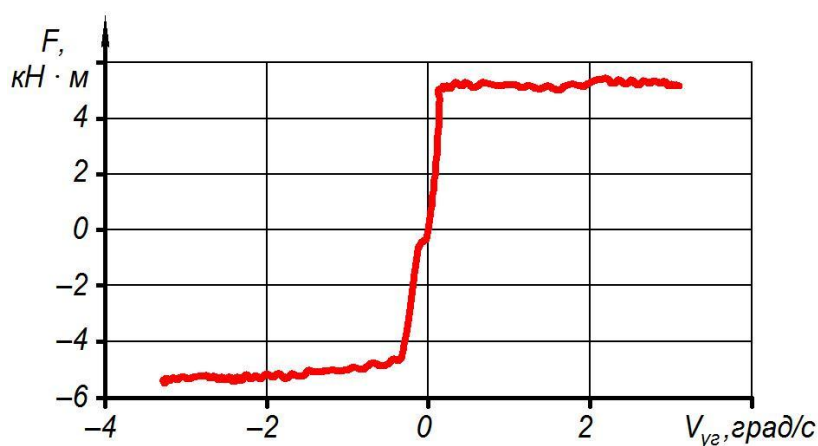
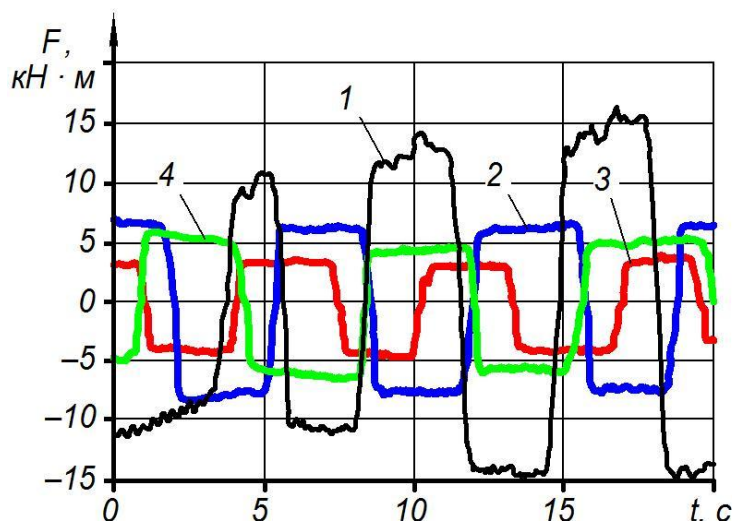


Рисунок 11 – Изменение момента трения F от угловой скорости $V_{уг}$ в ССУ

Зависимости изменения момента трения при наличии смазки в ССУ при различной нагруженности шкворня представлены на рисунке 12. Момент трения увеличивается с повышением вертикальной нагрузки на шкворне ССУ. При увеличении нагрузки уменьшается эффективная толщина слоя смазки на границе раздела и взаимодействие переходит от гидродинамической смазки к смешанной или даже граничной смазке [18].

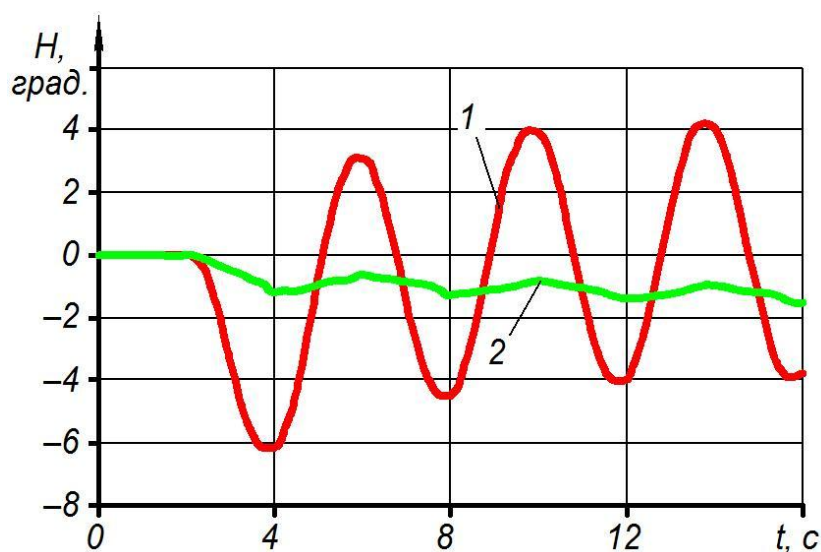
Поперечная жесткость ССУ оказывает существенное влияние на устойчивость автопоезда. На рисунке 13 представлена зависимость изменения во времени угла сочленения ССУ



1 – без смазки, нагрузка 9050 кг; 2, 3, 4 – со смазкой при нагрузках 9050 кг, 11500 кг и 16500 кг соответственно

Рисунок 12 – Зависимости изменения момента трения F с новой смазкой в ССУ от времени t при различной нагруженности шкворня

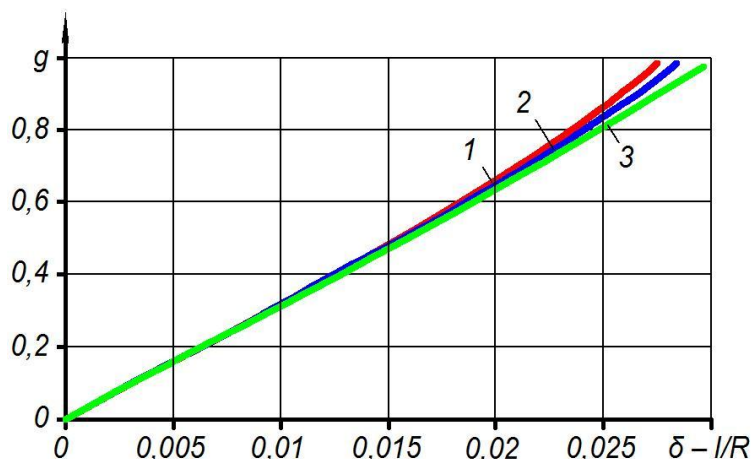
для различных значений уровней сцепления шин с дорогой (бетонная дорога $\mu = 0,8$ и ледяная дорога $\mu = 0,05$). Зависимость получена при движении автопоезда со скоростью 10 км/ч, нагрузка на ССУ составила 11500 кг. Выявлено, что при движении автопоезда по льду высокое значение трения в ССУ снижает перемещение ПП относительно тягача [18].



1 – бетонная дорога $\mu = 0,8$; 2 – ледяная дорога $\mu = 0,05$

Рисунок 13 – Зависимость изменения во времени t угла сочленения H ССУ для различных значений уровней сцепления шин с дорогой

В работе Ren Yuan-yuan и др. установлено, что значение нагрузок на осях тягача при движении автопоезда зависят от места установки ССУ на тягаче. Зависимости управляемости автопоезда с различным месторасположением ССУ относительно задней оси тягача представлены на рисунке 14. Автор утверждает, что для повышения устойчивости автопоезда при управлении необходимо устанавливать ССУ как можно на большее расстояние относительно задней оси тягача [19].



1 – $l = 0,1$ м; 2 – $l = 0,3$ м; 3 – $l = 0,6$ м

Рисунок 14 – Зависимости управляемости автопоезда от расстояния l установки ССУ относительно задней оси тягача

Brent William Shoffner в своей работе достаточно подробно исследовал причины возникновения трещин и погнутостей в шкворне ССУ. Установлено, что главной причиной возникновения дефектов являются высокие значения ударных нагрузок, действующих на шкворне в процессе операции сцепки ПП с тягачом. Максимально допустимая продольная сила, действующая на ССУ, определяется по следующей формуле [20]:

$$E_0 = \frac{(M_1 - M_0) \cdot (0,7 \cdot M_0 + 0,4 \cdot d)}{M_1},$$

где M_1 – полная масса тягача с ПП; M_0 – масса тягача; d – статическая нагрузка на ведущий мост тягача.

Основным источником поглощения ударных нагрузок являются конструктивные элементы массы тягача и ПП. Уменьшить нагрузку, воспринимаемую шкворнем ССУ можно за счет снижения нагрузки на ведущую ось тягача.

Автором были также определены зависимости замедления тягача и изменения усилия в шкворне от скорости удара ССУ, представленные на рисунке 15. Установлено, что замедление тягача и сила удара напрямую зависят от скорости сцепления тягача с ПП. Шкворень ССУ для исследуемого автопоезда должен выдерживать одиночную горизонтальную нагрузку до 381664 Н.

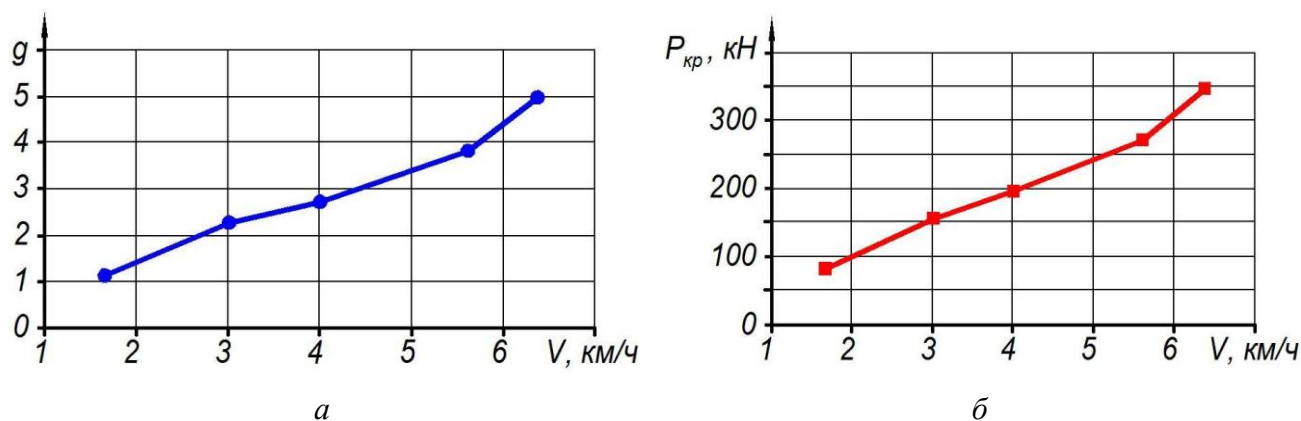
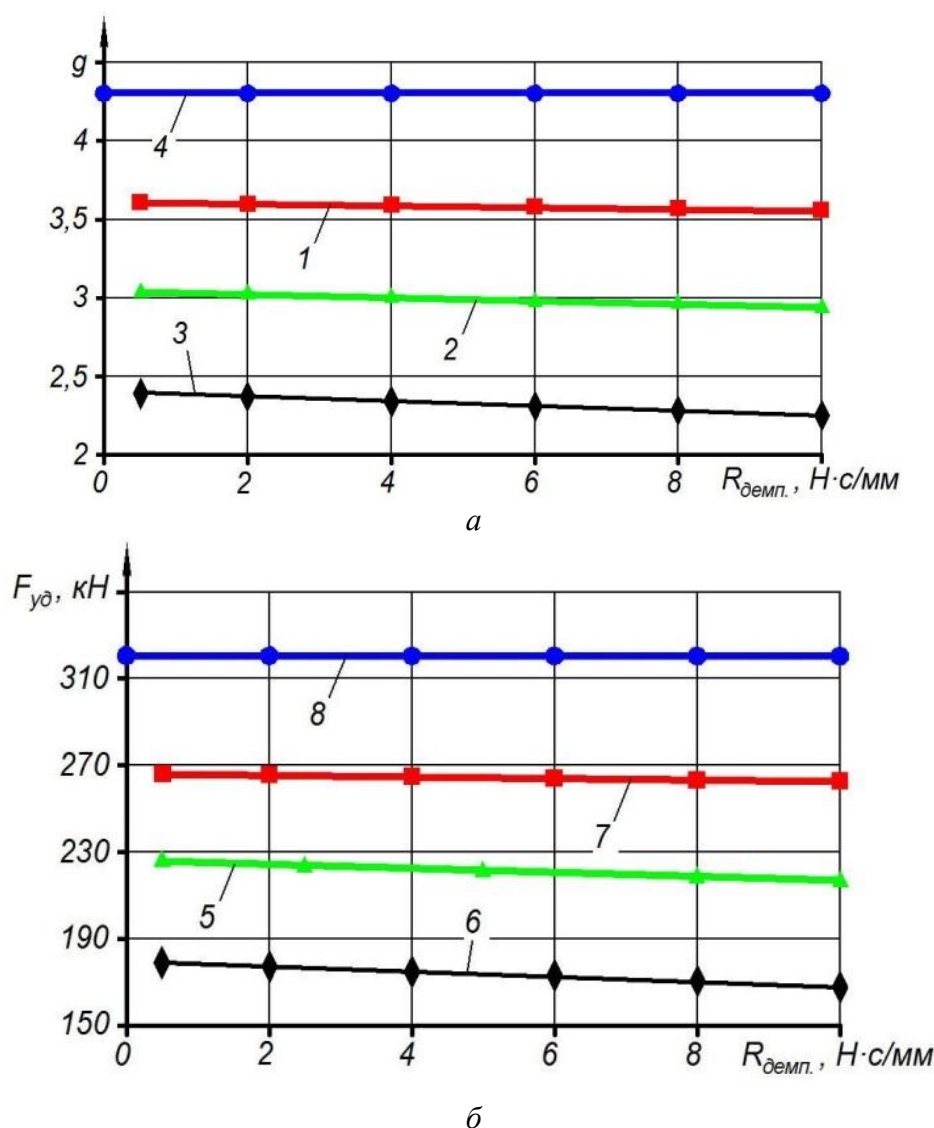


Рисунок 15 – Зависимость замедления тягача g (а) и изменения усилия $P_{кр}$ на шкворне (б) от скорости удара ССУ

Кроме этого, Brent William Shoffner получил и исследовал зависимости замедления тягача и силы удара шкворня от выбранных параметров системы демпфирования (рис. 16). Для этого были смоделированы различные жесткости пружин с использованием различных коэффициентов демпфирования. Эти варианты ССУ сравнивались с фиксированной системой ССУ (с нулевым смещением кронштейна). Наименьшее значение силы удара в шкворне наблюдалось при жесткости пружины 2,8 кН и ее смещении 3,5 см. Использование такой пружины позволяет значительно снизить ударную нагрузку, передаваемую от шкворня к ССУ. Вес ПП оказывает прямое влияние на силу удара и замедления тягача при сцепке.



1 – $k = 5,6$ кН/мм; 2 – $k = 2,8$ кН/мм; 3 – $k = 1,4$ кН/мм; 4, 8 – жесткая связь;
5 – $k = 2,8$ кН/мм; 6 – $k = 1,4$ кН/мм; 7 – $k = 5,6$ кН/мм

Рисунок 16 – Зависимость замедления тягача g (а) и силы удара шкворня $F_{уд}$ (б) от параметров демпфирования пружины $R_{демп}$

4 Обсуждение и заключение

На основании проведенного анализа научных работ российских и зарубежных авторов, результаты которых связаны с выявлением зависимостей изменения нагруженности элементов ССУ автопоездов при влиянии различных факторов, можно сделать следующие выводы.

Существующие дорожные условия эксплуатации ЛА вынуждают водителей совершать в процессе вывозки лесоматериалов при преодолении различных неровностей частые тормо-

жения, трогания и ускорения. Учитывая возможное запаздывание срабатывания тормозных механизмов ПП по отношению к ЛТ, такие режимы движения сопровождаются ударным нагружением элементов ССУ, в результате которого происходит их интенсивный износ.

Повышение устойчивости движения автопоезда и предотвращение его «складывания» можно добиться путем поддержания тягача и ПП в процессе торможения в растянутом состоянии за счет недоиспользования 50 % сцепного веса тягача. С увеличением высоты центра тяжести ПП и коэффициента сцепления происходит появление возрастающих ударных нагрузок в ССУ. Максимальное значение продольного усилия в ССУ достигается в том случае, когда на колеса лишь одного звена автопоезда действует тяговая или тормозная сила. При повышении коэффициента распределения тормозных сил, усилие в ССУ снижается. Увеличение значений замедления автопоезда сопровождается возникновением усилий сжатия, являющихся причиной возникновения эффекта «складывания» автопоезда. С ростом высоты центра тяжести ПП и коэффициента сцепления с дорогой происходит появление возрастающих ударных нагрузок в ССУ.

Дорожные условия, а также загрузка ПП оказывают значительное влияние на величину нагруженности ССУ автопоезда. Увеличение коэффициента трения в звеньях ССУ способствует снижению нагрузок, воздействующих на элементы этого устройства. По мере увеличения на колесах ПП движущих тормозных сил, по знаку совпадающих со знаком сил и действующих на колеса тягача, нагруженность элементов ССУ снижается. Момент трения в ССУ быстро возрастает при низких значениях угловых скоростей ССУ и сравнительно медленнее при более высоких. Момент трения при наличии смазки на опорной поверхности ССУ увеличивается с повышением вертикальной нагрузки на шкворне. Для повышения устойчивости автопоезда в процессе управления, ССУ размещают на раме тягача как можно на большее расстояние относительно задней оси. Замедление тягача и сила удара, действующая на шкворень, напрямую зависят от скорости сцепления тягача с ПП, а также от параметров демпфирования пружин, установленных в ССУ.

В настоящее время, проблема, связанная со снижением нагруженности шкворня ССУ в процессе движения автопоезда в неустановившихся режимах в полной мере не решена. Это приводит к ухудшению эффективности работы седельных автопоездов, в связи с чем, исследование, направленное на решение данной проблемы, является актуальным и оправданным. Перспективным направлением в данной области исследования, способствующим повышению эффективности ЛА, эксплуатируемого при вывозке лесоматериалов в сложных дорожных и природно-климатических условиях, является усовершенствование традиционных конструкций ССУ и автоматизация процесса торможения ЛА. Этим осуществляется повышение надежности ССУ, за счет демпфирования нагрузок, возникающих при резких троганиях и торможениях, реализуется возможность рекуперации энергии, непроизводительно рассеиваемой при торможении на тепловые потери элементами ССУ. Дополнительно к этому, для исключения возникновения эффекта «складывания» ЛА предлагается использовать автоматическое синхронное управление механизмами торможения ЛТ и ПП на основе анализа информации о нагруженности ССУ, получаемой в режиме текущего времени.

Список литературы

1 Никонов, В. О. Анализ влияния условий работы лесовозных автопоездов на надежность и своевременность их технического обслуживания / В. О. Никонов, В. И. Посметьев // Воронежский научно-технический вестник. – 2022. – Т. 1, № 1 (39). – С. 52-68. – Библиогр. : с. 64-68 (25 назв.). – DOI 10.34220/2311-8873-2022-52-68.

2 Никонов, В. О. Оценка эффективности использования существующих схем компоновки лесовозных автопоездов / В. О. Никонов, В. И. Посметьев // Воронежский научно-технический вестник. – 2022. – Т. 1, № 1 (39). – С. 81-97. – Библиогр. : с. 93-97 (29 назв.). – DOI 10.34220/2311-8873-2022-81-97.

3 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.).

4 Никонов, В. О. Анализ конструктивных особенностей седельно-сцепных устройств тягачей с полуприцепами / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, Т. Н. Фомин // Воронежский научно-технический вестник. – 2019. – Т. 1, № 1 (27). – С. 20-32. Режим доступа : <http://vestnikvglta.ru/arhiv/2019/1-27-2019/20-32.pdf> – Загл. с экрана. – *Библиогр.* : с. 30-32 (25 назв.).

5 Ким, В. А. Математическая модель ударного нагружения шарнирного пальца сцепного устройства седельного автопоезда / В. А. Ким, А. А. Полунгян // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2004. № 2. – С. 51-61. – *Библиогр.* : с. 61 (5 назв.).

6 Marcomini, J. B. 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. Medina // International Journal of Engineering Research Science, 2, 6, 2016. – 8 p. *Bibliogr.* : pp. 7-8. (17 titles).

7 Reboh Y. Failure analysis of fifth wheel coupling system / Reboh Y., Griza S., Reguly A., Strohaecker T. R. // Engineering Failure Analysis 15 (2008) – pp. 332-338. – *Bibliogr.* : pp. 338 (10 titles). – DOI 10.1016/j.engfailanal.2007.02.007.

8 Zhang Q. Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors / Zhang Q., Wei S., Chen Y. // Engineering Failure Analysis 109 (2020) 104352. – 12 p. – *Bibliogr.* : pp. 12 (16 titles). – DOI 10.1016/j.engfailanal.2019.104352.

9 Fernandes P. J. L. Examination of a failed fifth wheel coupling / P. J. L. Fernandes // Engineering Failure Analysis. Volume 5, Issue 1, March 1998, pp. 29-33. – DOI 10.1016/S1350-6307(97)00024-1.

10 Сорочан, Ю. П. Зарубежные конструкции седельно-сцепных устройств / Ю. П. Сорочан // Автомобильная промышленность, 1980, № 6. – С. 35-39.

11 Закин, Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закин, д-р техн. наук. – Москва : Транспорт, 1967. – 255 с. – *Библиогр.* : с. 251-253 (51 назв.).

12 Закин, Я. Х. Конструкции и расчет автомобильных поездов / Я. Х. Закин, М. М. Щукин, С. Я. Марголис, П. П. Ширяев, А. С. Андреев // Издательство Машиностроение, Ленинград, 1968 – 332 с. – *Библиогр.* : с. 328-330 (71 назв.).

13 Динамика длиннобазных автопоездов / М. С. Высоцкий, А. В. Жуков, Г. В. Мартыненко и др. – Минск : Наука и техника, 1987. – 198 с. – *Библиогр.* : с. 192-196 (84 назв.).

14 Высоцкий, М. С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М. С. Высоцкий, С. И. Кочетов, С. В. Харитончик. – Минск : Беларус. Навуки, 2011. – 392 с. – *Библиогр.* : с. 323-332 (128 назв.).

15 Василевский, В. И. Теоретическое и экспериментальное определение сил в сцепке седельного автопоезда / В. И. Василевский // Вестник Белорусской Государственной Сельскохозяйственной Академии, 2017, № 3. – С. 131-134. – *Библиогр.* : с. 134 (5 назв.).

16 Билык, О. В. Улучшение динамики колесных машин путем синтеза алгоритмов управления их движением на основе анализа силовых факторов / О. В. Билык // автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины. ГУ ВПО Белорусско-Российский университет, Могилев, 2008. – 25 с.

17 Сазонов, И. С. Новые компоненты автоматических систем управления движением седельных автопоездов / И. С. Сазонов, В. А. Ким, О. В. Билык, Г. В. Бочкарев // Автомобильная промышленность, 2010, № 2. – С. 12-14.

18 Rashabh N. Characteristics of Fifth Wheel and its Influence on handling and maneuvering of Articulated Heavy vehicles / N. Rashabh // Master thesis. Department of Mechanics and Maritime Sciences. Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden 2018. – 89 p. – *Bibliogr.* : pp. 63-65. (36 titles).

19 Ren Yuan-yuan Handling Stability of Tractor Semitrailer Based on Handling Diagram / Ren Yuan-yuan, Zheng Xue-lian, Li Xian-sheng // Hindawi Publishing Corporation Discrete Dynamics in Nature and Society Volume 2012, Article ID 350360, 16 p. – *Bibliogr.* : pp. 15-16. (25 titles). – DOI 10.1155/2012/350360.

20 Brent William Shoffner Development and validation of a finite element analysis model used to analyze coupling reactions between a tractor is fifth wheel and a semitrailer is kingpin / Brent William Shoffner // A Thesis in Mechanical Engineering, 2008. – 92 p. – *Bibliogr.* : pp. 79-80. (13 titles).

References

1 Nikonov V. O., Posmetev V. I. *Analiz vliyaniya uslovii raboti lesovoznih avtopoezdov na nadejnost i svoevremennost ih tehničeskogo obslujivaniya* [Analysis of the influence of working conditions of timber road trains on the reliability and timeliness of their maintenance]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2022. – T. 1, №. 1 (39). – S. 52-68 : doi : 10.34220/2311-8873-2022-52-68. (In Russ.).

2 Nikonov V. O., Posmetev V. I. *Ocenka effektivnosti ispolzovaniya suschestvuyuschih shem komponovaniya lesovoznih avtopoezdov* [Evaluation of the effectiveness of the use of existing schemes for the layout of timber road trains]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2022. – T. 1, №. 1 (39). – S. 81-97 : doi : 10.34220/2311-8873-2022-81-97. (In Russ.).

3 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.).

4 Nikonov V. O., Posmete V. I., Fomin T. N. *Analiz konstruktivnih osobennostei sedelno-scepnih ustroystv tyagachei s polupricepami* [Analysis of design features of fifth wheel couplings of tractors with semi-trailers]. Voronezh Scientific and Technical Bulletin. – 2019. – T. 1, №. 1 (27). – S. 20-32. (In Russ.).

5 Kim V. A., Polungyan A. A. *Matematicheskaya model udarnogo nagrujeniya sharnirnogo palca scepnogo ustroystva sedelnogo avtopoezda* [Mathematical model of shock loading of the hinged pin of the coupling device of the road train]. Bulletin of MSTU im. N. E. Bauman. Ser. Engineering. 2004. № 2. – S. 51-61. (In Russ.).

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

7 Reboh Y., Griza S., Reguly A., Strohaecker T. R. Failure analysis of fifth wheel coupling system. Engineering Failure Analysis 15 (2008) – pp. 332-338 : doi : 10.1016/j.engfailanal.2007.02.007.

8 Zhang Q., Wei S., Chen Y. Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors. Engineering Failure Analysis 109 (2020) 104352. – 12 p. : doi : 10.1016/j.engfailanal.2019.104352.

9 Fernandes P. J. L. Examination of a failed fifth wheel coupling. *Engineering Failure Analysis*. Volume 5, Issue 1, March 1998, pp. 29-33 : doi : 10.1016/S1350-6307(97)00024-1.

10 Sorochan Yu. P. *Zarubejnie konstrukcii sedelno-scepnih ustroystv* [Foreign designs of fifth wheel couplings]. *Automotive industry*, 1980, № 6. – S. 35-39. (In Russ.).

11 Zakin Ya. H. *Prikladnaya teoriya dvizheniya avtopoezda* [Applied Theory of Road Train Movement]. Dr. tech. Sciences. – Moscow : Transport, 1967. – 255 p. (In Russ.).

12 Zakin Ya. H., Schukin M. M., Margolis S. Ya., Shiryayev P. P., Andreev A. S. *Konstrukcii i raschet avtomobilnih poezdov* [Design and calculation of road trains]. Mashinostroenie Publishing House, Leningrad, 1968 – 332 p. (In Russ.).

13 Visockii M. S., Jukov A. V., Martinenko G. V. i dr. *Dinamika dlinnobaznih avtopoezdov* [Dynamics of long wheelbase road trains]. – Minsk : Science and technology, 1987. – 198 s. (In Russ.).

14 Visockii M. S., Kochetov S. I., Haritonchik S. V. *Osnovi proektirovaniya modulnih magistralnih avtopoezdov* [Fundamentals of designing modular main road trains]. – Minsk : Belarus. Navuki, 2011. – 392 p. (In Russ.).

15 Visockii M. S., Kochetov S. I., Haritonchik S. V. *Osnovi proektirovaniya modulnih magistralnih avtopoezdov* [Fundamentals of designing modular main road trains]. Minsk : Belarus. Navuki, 2011. – 392 p. (In Russ.).

16 Bilyk O. V. *Uluchshenie dinamiki kolesnih mashin putem sinteza algoritmov upravleniya ih dvizheniem na osnove analiza silovih faktorov* [Improving the dynamics of wheeled vehicles by synthesizing algorithms for controlling their movement based on the analysis of force factors]. abstract dis. ... candidate of technical sciences : 05.05.03 – Wheeled and tracked vehicles. GU VPO Belarusian-Russian University, Mogilev, 2008. – 25 p. (In Russ.).

17 Sazonov I. S., Kim V. A., Bilik O. V., Bochkarev G. V. *Novie komponenti avtomaticheskikh sistem upravleniya dvizheniem sedelnih avtopoezdov* [New components of automatic traffic control systems for truck trains]. *Automotive industry*, 2010, № 2. – P. 12-14. (In Russ.).

18 Rashabh N. Characteristics of Fifth Wheel and its Influence on handling and maneuvering of Articulated Heavy vehicles. Master thesis. Department of Mechanics and Maritime Sciences. Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden 2018.

19 Ren Yuan-yuan, Zheng Xue-lian, Li Xian-sheng Handling Stability of Tractor Semitrailer Based on Handling Diagram. Hindawi Publishing Corporation *Discrete Dynamics in Nature and Society* Volume 2012, Article ID 350360, 16 p.

20 Brent William Shoffner Development and validation of a finite element analysis model used to analyze coupling reactions between a tractor is fifth wheel and a semitrailer is kingpin. A Thesis in Mechanical Engineering, 2008. – 92 p.

© Посметьев В.И., Никонов В.О., 2022