

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ЛЕСОВОЗНОГО ТЯГАЧА С ПОЛУПРИЦЕПОМ

доктор технических наук, профессор **В.И. Посметьев**

кандидат технических наук, доцент **В.О. Никонов**

кандидат физико-математических наук, доцент **В.В. Посметьев**

аспирант **А.В. Авдюхин**

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, Российская Федерация

Обоснована важность применения лесовозного автомобильного транспорта в технологическом процессе заготовки и вывозки лесоматериалов. Выявлено влияние проявляющихся в процессе эксплуатации лесовозных тягачей с полуприцепами конструктивных недостатков седельно-сцепных устройств на показатели безопасности автопоезда, его устойчивости, производительности, расход топлива. Рассмотрены работы зарубежных авторов, направленные на повышение эффективности использования седельно-сцепных устройств, применяемых в конструкциях тягачей с полуприцепами. Описаны преимущества использования, в лесовозном автопоезде предлагаемого рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, заключающиеся в обеспечении одновременного повышения надежности автопоезда, рекуперации энергии рабочей жидкости, снижении величины динамических нагрузок, а также обеспечения благоприятных условий труда водителю. На основании разработанной математической и имитационной моделей функционирования лесовозного тягача с полуприцепом, оснащенного предлагаемой конструкцией рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства выполнены компьютерные эксперименты, позволившие получить зависимости влияния внутреннего диаметра гидроцилиндра, жесткости используемых пружин в рекуперативном пружинно-гидравлическом седельно-сцепном устройстве на продольное ускорение полуприцепа и среднее значение рекуперированной мощности. Выявлено, что оптимальная жесткость пружин рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, находящаяся в интервале от 150 до 200 кН/м, позволяет достигать значение средней рекуперированной мощности в интервале от 7 до 8,4 кВт.

Ключевые слова: лесозаготовка, вывозка лесоматериалов, лесовозный тягач, полуприцеп, рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-сцепное устройство, лесовозная дорога, эффективность автопоезда

SIMULATION MODELING OF RECUPERATIVE SPRING-HYDRAULIC FIFTH-WHEEL COUPLING OF FOREST TRACTOR WITH SADDLE TRAILER

DSc (Engineering), Professor **V.I. Posmetyev**

PhD (Engineering), Associate Professor **V.O. Nikonov**

PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor **V.V. Posmetyev**

post-graduate student **A.V. Avdyukhin**

FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov",
Voronezh, Russian Federation

Abstract

The importance of using timber road transport in the technological process of harvesting and hauling timber has been substantiated. The influence of the design flaws of fifth-wheel couplings on the safety indicators of the road train, its stability, productivity, and fuel consumption, which are manifested during the operation of timber tractors with semi-trailers, has been revealed. The work of foreign authors aimed at improving the efficiency of using fifth-wheel couplings used in the designs of tractors with saddle trailer has been considered. The advantages of using the proposed recuperative spring-hydraulic fifth-wheel coupling device in a timber lorry train have been described. They consist in ensuring a simultaneous increase in the reliability of road train, recuperating energy of the working fluid, reducing the magnitude of dynamic loads, as well as ensuring favorable working conditions for the driver. On the basis of the developed mathematical and simulation functioning models of a timber tractor with a saddle trailer equipped with the proposed design of a recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling, computer experiments have been carried out, which made it possible to obtain the dependence of the influence of the inner diameter of the hydraulic cylinder, the stiffness of the springs used in the recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling on the longitudinal acceleration of the semitrailer and the average value of the recovered power. It was revealed that the optimal spring stiffness of the recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling, which is in the range from 150 to 200 kN/m, makes it possible to achieve the value of the average recovered power in the range from 7 to 8.4 kW.

Keywords: logging, timber haulage, logging tractor, saddle trailer, recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling, forest road, road train efficiency

Введение

Значительное место в экономике России, являющейся ведущей страной в мире по имеющимся запасам лесных ресурсов, отводится лесному комплексу. Правильный выбор для требуемых условий необходимой компоновки лесовозного автомобильного транспорта, используемого в технологическом процессе вывозки лесоматериалов с лесосеки потребителям оказывает существенное влияние на конечную стоимость продукции. Среди существующих компоновок лесовозных автомобилей наиболее гибким вариантом является лесовозный тягач с полуприцепом (ЛТ с ПП). Это объясняется тем, что лесовозные полуприцепы в настоящее время выпускаются с различным набором функций, совмещающих в себе

качества сортиментовозов и роспусков, и позволяющих перевозить разнородные типы лесоматериалов для требуемых нужд лесозаготовительных предприятий. Несмотря на это эффективность таких ЛТ с ПП сдерживается конструктивным несовершенством, используемых в их конструкциях седельно-сцепных устройств (ССУ). Несовершенство ССУ проявляется в процессе движения ЛТ с ПП по лесовозным дорогам (ЛД) низкого качества с наличием на них различных препятствий, дефектов, частых крутых подъемов и спусков, и заключается в возникновении в ССУ при частых троганиях и торможениях ЛТ с ПП повышенных динамических нагрузок, способствующих ускорению износа деталей ССУ, ухудшению устойчивости, снижению скорости, производительности, повы-

шению расхода топлива, а также возможному складыванию звеньев ЛТ с ПП [1-4].

Повышение эффективности ЛТ с ПП обеспечивается в основном за счет конструктивных изменений в ССУ, позволяющих достичь сокращения расхода топлива автопоездом путем рекуперации непроизводительно рассеиваемой в окружающую среду энергии с дальнейшим использованием в технологическом оборудовании, повышение надежности автопоезда за счет обеспечения ПП дополнительной четвертой степенью свободы его перемещения относительно ЛТ, снижение величины динамических нагрузок на элементы конструкции ЛТ с ПП при трогании с места, разгоне и торможении, улучшение показателей плавности хода и условий труда водителей при эксплуатации автопоезда по лесовозным дорогам низкого качества. Все это требует детального изучения и обобщения выполненных ранее зарубежными и российскими учеными результатов исследований в данном направлении.

В работе Reboh Y. и др. (2008) выполнено исследование неисправностей, возникающих в креплении шкворня с опорной плитой ПП в процессе эксплуатации ССУ ЛТ с ПП. Исследование выполнено на основе метода трехмерного конечно-элементного анализа. Выявлено, что выход из строя, исследуемого ССУ произошел по причине усталостного разрушения сварочного шва крепления шкворня, вызванного значительными нагрузками, превышающими предел выносливости материала. Дефектов, связанных с изменением свойств материала при сварке, а также при изготовлении и сборке выявлено не было. Для предотвращения таких отказов предлагается соблюдать контрольные операции в процессе сварки [5].

В статье E. Dahlberg и J. P. Wideberg (2004) на основании имитационного моделирования исследовано изменение динамической стабильности автопоезда в зависимости от геометрического расположения ССУ на тягаче. Выявлено, что автопоезд с измененным расположением ССУ ближе к задней оси тягача при резком торможении теряет устойчивость, плохо управляем и имеет склонность к опрокидыванию [6].

V. A. Ogorodnikov (2018) выполнил исследование по установлению параметров критического износа деталей ССУ, при достижении которых требуется их замена на новые. В статье предложен энергетический критерий для оценки степени износа конструктивных элементов ССУ, который позволяет прогнозировать их остаточный запас прочности [7].

Qing Zhang и др. (2020) в своей работе выполнили исследование методами металлографического анализа и электронной микроскопии таких дефектов ССУ, возникающих при эксплуатации тягача с полуприцепом в сложных дорожных условиях, как коррозионное растрескивание, усталостное разрушение, пластическая деформация и износ поверхностей пар трения. Выявлено, что дефекты исследуемого ССУ не связаны с процессами изготовления и сборки его деталей. В частности, коррозионное растрескивание опорной плиты ССУ вызвано отсутствием защитного покрытия на нем, а также воздействием больших нагрузок на область растрескивания при высокой влажности окружающей среды [8].

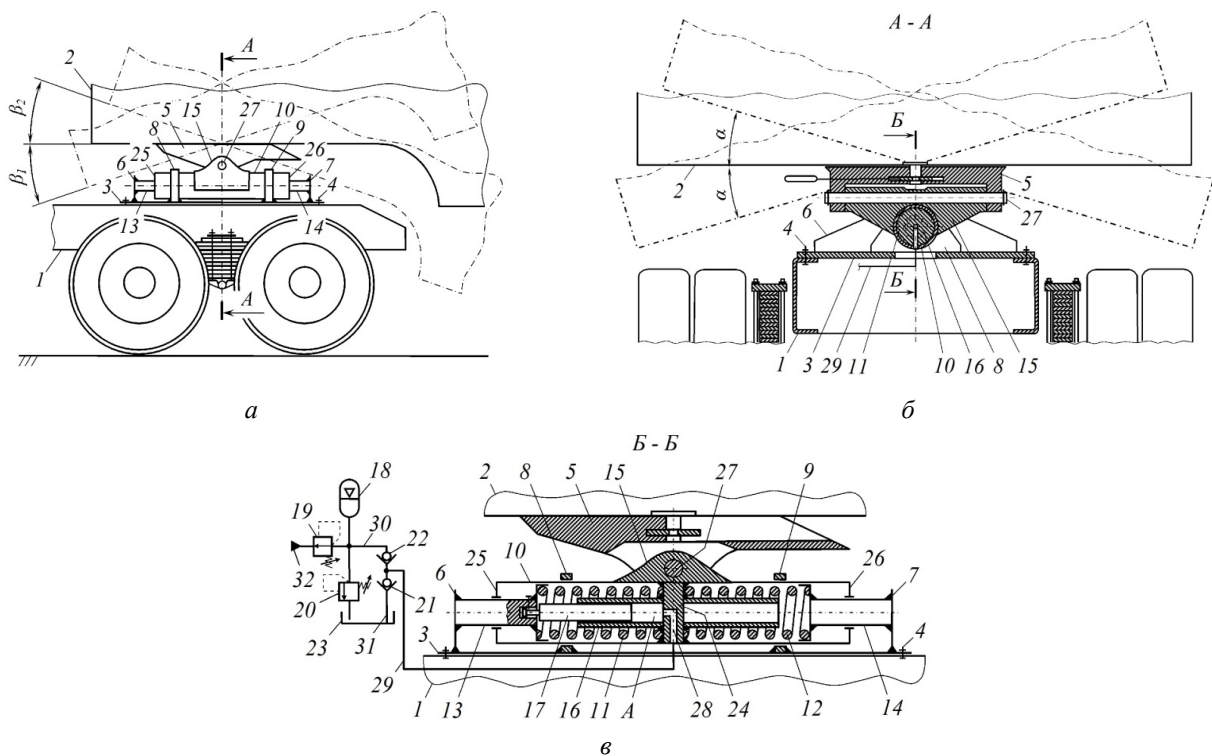
Работа P. J. L. Fernandes (1998) посвящена изучению выхода из строя ССУ тягача с полуприцепом по причинам изменения конструктивного расположения рукоятки его управления, а также использования при сцепке с ССУ в полуприцепе опорной плиты со шкворнем нестандартных уменьшенных размеров. Такое изменение расположения рукоятки привело к невозможности функционирования защитного устройства, предотвращающего случайное открытие механизма блокировки муфты ССУ, а использование нестандартной опорной плиты со шкворнем к повышенным нагрузкам, повреждениям и ускоренному выходу из строя опорной плиты седла, фиксирующей планки и цапфы ССУ [9].

В статье Scotnikova G. I. (2018) рассмотрена проблема складывания автопоезда по причинам потери устойчивости при отказе тормозной системы, смещении центра масс полуприцепа или тягача от продольной оси автопоезда в сложных дорожных условиях. Предложена система управления, обеспечивающая устойчивое движение автопоезда при торможении как в повороте, так и по прямой за

счет блокировки относительного вращения тягача и полуприцепа, создание стабилизирующего момента в направлении, противоположном угловой скорости складывания. С целью обоснования эффективности ССУ для предотвращения складывания и опрокидывания автопоезда разработана имитационная модель его движения. Доказано, что использование такой системы с подсистемой отдельного ограничения скорости, как тягача, так и полуприцепа позволит существенно повысить устойчивость автопоезда и исключить его складывание и опрокидывание [10].

Несмотря на имеющиеся результаты в ранее выполненных исследованиях в области повышения

эффективности ЛТ с ПП за счет конструктивного совершенства ССУ, в настоящее время все еще отсутствуют удовлетворяющие требованиям потребителей конструкции ССУ, обеспечивающие одновременно повышение надежности автопоезда, рекуперацию энергии рабочей жидкости, снижение величины динамических нагрузок и обеспечение благоприятных условий труда водителю. Это обстоятельство позволило авторам для удовлетворения этих требований предложить рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-цепное устройство (РПГССУ) для ЛТ с ПП, (рис. 1).



а – РПГССУ ЛТ с ПП в статическом состоянии; *б, в* – сечения РПГССУ по *А-А* и *Б-Б* соответственно; *1* – рама ЛТ; *2* – ПП; *3* – монтажная плита; *4* – болты; *5* – опорная плита седла; *6, 7* – крайние опоры; *8, 9* – промежуточные опоры; *10* – корпус; *11, 12* – пружины сжатия; *13, 14* – направляющие оси; *15* – кронштейн; *16* – гидроцилиндр; *17* – плунжер; *18* – пневмогидравлический аккумулятор (ПГА); *19, 20* – редукционный и предохранительный клапаны; *21, 22* – обратные клапаны; *23* – гидробак; *24* – переключатель; *25, 26* – торцевые крышки с отверстиями; *27* – поперечная ось; *А* – поршневая полость; *28* – сквозной канал; *29-31* – трубопроводы; *32* – порт подачи рабочей жидкости потребителю

Рис. 1. Схема РПГССУ ЛТ с ПП (собственные разработки)

Материалы и методы

Для проверки работоспособности, оценки эффективности и оптимизации основных параметров РПГССУ, используемого в конструкции ЛТ с ПП, в статье было выполнено теоретическое исследование, разработанной на основании методов классической механики трехмерной математической модели движения ЛТ с ПП по ЛД низкого качества с наличием случайных дефектов и неровностей на ней [11-14].

ЛТ и ПП описываются в математической модели двумя твердыми телами, выполняющими, как поступательное, так и вращательное перемещение в трехмерном пространстве, а также контактирующими всеми 10 колесами с опорной поверхностью моделируемой ЛД упруго-вязким взаимодействием (рис. 2). Взаимодействие между собой твердых тел ЛТ и ПП осуществляется между точками *A* и *B*, в которых установлено РПГССУ. ЛТ и ПП обладают массами $m_{ЛТ}$ и $m_{ПП}$, моментами инерции $J_{ЛТ}$ и $J_{ПП}$. Положение тел ЛТ и ПП в трехмерном пространстве описывается углами отклонения ($\varphi_{xЛТ}$, $\varphi_{yЛТ}$, $\varphi_{zЛТ}$), ($\varphi_{xПП}$, $\varphi_{yПП}$, $\varphi_{zПП}$) локальной системы координат тел ЛТ и ПП от базовой системы координат, а также координатами центров тяжести ЛТ и ПП ($x_{ЛТ}$, $y_{ЛТ}$, $z_{ЛТ}$), ($x_{ПП}$, $y_{ПП}$, $z_{ПП}$).

Описание в математической модели движения автопоезда с предлагаемым в его конструкции РПГССУ осуществляется по приведенным ниже системам дифференциальных уравнений [15, 16]:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{ЛТ} \frac{\partial^2 x_{ЛТ}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^x + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^x + F_{Ax}; \\ m_{ЛТ} \frac{\partial^2 y_{ЛТ}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^y + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^y + F_{Ay}; \\ m_{ЛТ} \frac{\partial^2 z_{ЛТ}}{\partial t^2} &= -m_{ЛТ} \cdot g + \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^z + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^z + F_{Az}; \\ J_{ЛТх} \frac{\partial^2 \varphi_{xЛТ}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Прав.i}) + M^x(F_A); \\ J_{ЛТy} \frac{\partial^2 \varphi_{yЛТ}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Прав.i}) + M^y(F_A); \\ J_{ЛТz} \frac{\partial^2 \varphi_{zЛТ}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Прав.i}) + M^z(F_A), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_{ПП} \frac{\partial^2 x_{ПП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^x + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^x + F_{Bx}; \\ m_{ПП} \frac{\partial^2 y_{ПП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^y + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^y + F_{By}; \\ m_{ПП} \frac{\partial^2 z_{ПП}}{\partial t^2} &= -m_{ПП} \cdot g + \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^z + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^z + F_{Bz}; \\ J_{ППх} \frac{\partial^2 \varphi_{xПП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Прав.i}) + M^x(F_B); \\ J_{ППy} \frac{\partial^2 \varphi_{yПП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Прав.i}) + M^y(F_B); \\ J_{ППz} \frac{\partial^2 \varphi_{zПП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Прав.i}) + M^z(F_B), \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где $F_{Лев.i}$ и $F_{Прав.i}$ – силы, воздействующие на рамы ЛТ и ПП от колес *i*-ой оси с левой (индекс «Лев.») и правой (индекс «Прав.») сторон; *t* – время; F_{Ax} , F_{Ay} , F_{Az} – декартовы составляющие силы, воздействующей на ЛТ от РПГССУ; F_{Bx} , F_{By} , F_{Bz} – декартовы составляющие силы, воздействующие на ПП от РПГССУ; M^i – моменты сил F_{Ax} , F_{Ay} , F_{Az} , F_{Bx} , F_{By} , F_{Bz} относительно оси *i*.

Для обеспечения возмущающего воздействия ЛД низкого качества на рамы ЛТ и ПП применялась простая упруго-вязкая математическая модель колеса, описываемая коэффициентом демпфирования и жесткости. Сила, действующая со стороны колеса на раму ЛТ определялась по формуле:

$$F_i^z = c_i(z_{ЛТi}(x_i, y_i) + R_K - z_{Ki}) - d_i \left(\frac{\partial z_{ЛТi}(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{Ki}}{\partial t} \right), \quad (3)$$

где c_i – коэффициент жесткости упруго-вязкого взаимодействия; $z_{ЛТi}(x, y)$ – координата нижней точки колеса лесовозного автопоезда; R_K – радиус колеса лесовозного автопоезда; z_{Ki} – вертикальная координата точки крепления колеса к раме лесовозного автопоезда; d_i – коэффициент демпфирования упруго-вязкого взаимодействия.

Приведенная выше система дифференциальных уравнений второго порядка решается универсальным численным методом Рунге-Кутты второго порядка. Для декартовой составляющей *x* численное решение уравнений движения для определенного тела в рамках данного метода выполняется следующим образом:

$$\left\{ \begin{aligned} x_{\tau+1} &= x_{\tau} + v_{x\tau} \cdot \Delta t + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ v_{x\tau+1} &= v_{x\tau} + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \Delta t, \end{aligned} \right. \quad (4)$$

где x_t и x_{t+1} – координаты тела (ЛТ и ПП) на предыдущем и на последующем шагах интегрирования; v_{xt} и v_{xt+1} – скорости перемещения тела (ЛТ и ПП) массой m вдоль декартового направления x на предыдущем и последующем шагах интегрирования. Для декартовых составляющих y и z численное интегрирование осуществляется аналогичным методом как для ЛТ, так и для ПП.

Использование численного метода для решения дифференциальных уравнений позволяет выявить таблично требуемые функции от времени координат и углов ориентации в трехмерном пространстве ЛТ и ПП, которые далее анализируют для оценки эффективности системы рекуперации энергии. Для воспроизведения работы системы рекуперации энергии в РПГССУ необходимо в модели создать интенсивное относительное движение ЛТ и ПП. В разработанной

модели для этого ЛТ и ПП двигаются по опорной поверхности ЛД со случайными неровностями.

Случайные неровности в модели задаются исходя из реальных условий эксплуатации ЛТ с ПП. Значительная доля движения ЛТ с ПП приходится на ЛД низкого качества. Для передачи в модели сложного случайного рельефа поверхности, принимали во внимание, что возмущающая функция всех колес ЛТ и ПП включает в себя набор выступов гауссовой формы. Геометрические параметры гауссовых пиков изменяли в широких пределах и задавали случайным образом: от одиночных препятствий малой высоты, имитирующих в модели пониженные и тонкоствольные пни, порубочные остатки валуны, камни с протяженностью от 0,2 до 0,5 м, до высоких холмов, выхода скальных пород, крутых продольных склонов с протяженностью от 5 до 30 м (рис. 3) [17, 18].

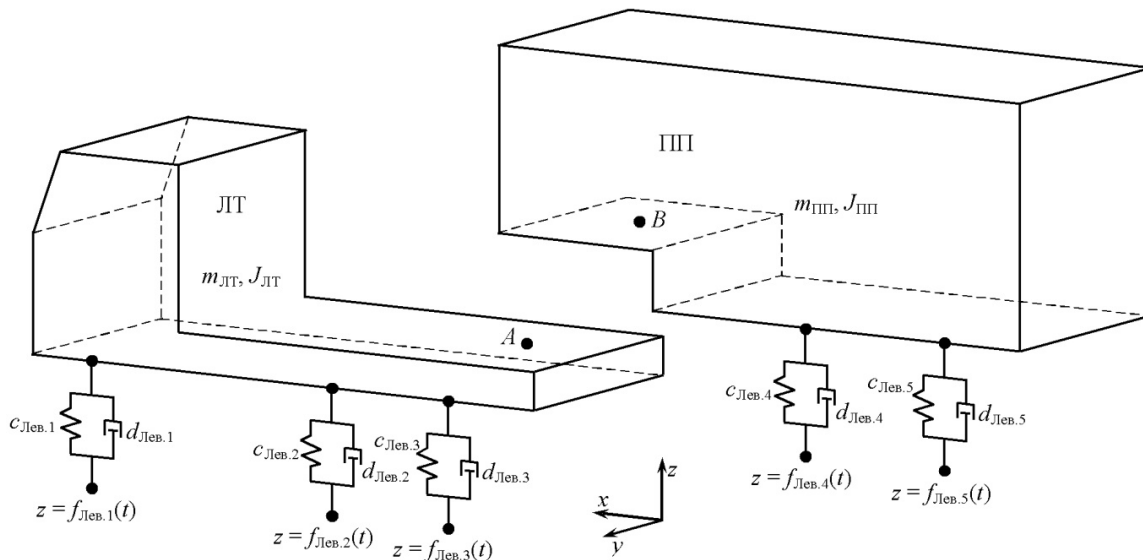


Рис. 2. Расчетная схема в трехмерном пространстве ЛТ с ПП для разработки динамической модели (собственные разработки)

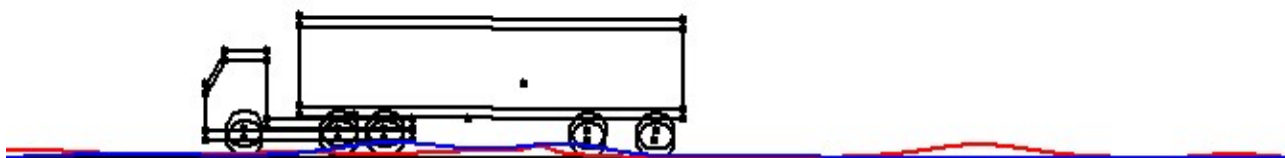


Рис. 3. Схема движение в модели ЛТ с ПП по опорной поверхности ЛД со случайными сгенерированными на ней дефектами и неровностями (собственные разработки)

В разработанной математической модели функцию $z(x)$ высоты опорной поверхности ЛД задавали для каждого ряда колес ЛТ с ПП от координаты x , как суперпозицию гауссовых пиков с общим количеством выступов N_B , параметрами высоты H_i и положения x_i выступа, а также задающим ширину выступа среднеквадратическим отклонением σ_i :

$$z(x) = \sum_{i=1}^{N_B} H_i \exp\left(-\frac{(x-x_i)^2}{\sigma_i^2}\right), \quad (5)$$

Гауссовые пики размещались по равномерному закону случайным образом на контрольном участке модельной ЛД длиной 500 м [19, 20].

В статье проводится исследование рекуперации энергии рабочей жидкости в РПГССУ за счет колебаний расстояния между ЛТ и ПП при их движении по ЛД низкого качества. Расчет значения рекуперированной мощности в разработанной модели выполняется на основе перемещения друг относительно друга точек A и B , характеризующих расположение РПГССУ на ЛТ и ПП (рис. 2). РПГССУ в модели представлено в виде гидроцилиндра с параллельно подключенными пружинами, которые в модели заменяются одной эффективной пружиной (рис. 4).

Силы со стороны гидравлической полости и эффективной пружины осуществляют в модели связь ЛТ и ПП в продольном направлении. Движение плунжера в гидроцилиндре приводит к заполнению полости рабочей жидкостью из магистрали низкого давления и последующему вытеснению жидкости в ПГА. Оснащение седельно-сцепного устройства системой рекуперации в зависимости от ее параметров может, как улучшить, так и ухудшить демпфирующие свойства седельно-сцепного устройства, которые можно оценивать по характеру продольных ускорений ПП. Поэтому при анализе результатов моделирования наряду с величиной рекуперированной мощностью оценивается среднее ускорение ПП в продольном направлении.

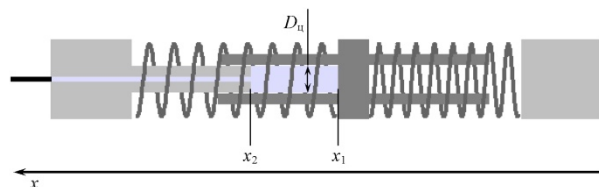
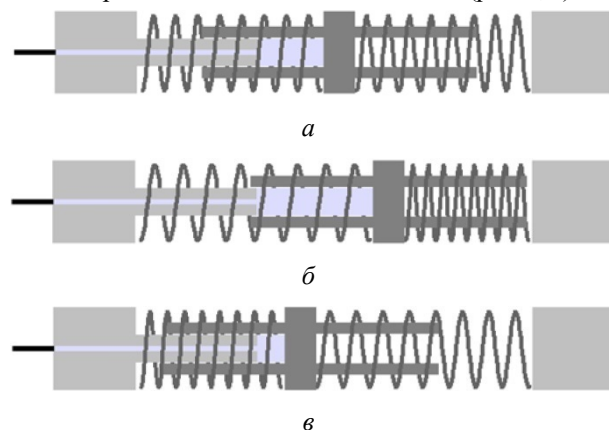


Рис. 4. Представление в модели подвижного гидроцилиндра РПГССУ и его основные геометрические параметры (собственные разработки)

Согласно принципу работы предложенное РПГССУ может находиться в трех основных положениях. В нейтральном положении (рис. 5, *а*) плунжер не движется в гидроцилиндре, полость гидроцилиндра заполнена рабочей жидкостью. В случае смещения ЛТ относительно ПП (например, при разгоне или при движении по продольно-неровной опорной поверхности ЛД) увеличивается длина полости гидроцилиндра, что приводит к забору рабочей жидкости в полость из магистрали низкого давления (рис. 5, *б*). В случае же сближения ЛТ и ПП (например, при торможении или при движении по продольно-неровной опорной поверхности ЛД) уменьшается длина полости гидроцилиндра, что приводит к вытеснению рабочей жидкости из полости в магистраль высокого давления и в ПГА (рис. 5, *в*).



а – нейтральное состояние; *б* – заполнение гидроцилиндра рабочей жидкостью в процессе разгона (отдаления ЛТ и ПП); *в* – вытеснение рабочей жидкости из гидроцилиндра в процессе торможения (сближения ЛТ и ПП)

Рис. 5. Состояние гидроцилиндра РПГССУ в различных режимах (собственные разработки)

Гидравлическая подсистема разработанного РПГССУ описывается в математической модели в виде плунжерной полости гидроцилиндра, содержащей рабочую жидкость, которая сообщается через два обратных клапана, как с магистралью низкого давления, так и с ПГА.

Изменение давления рабочей жидкости в полости $P_{ц}$ гидроцилиндра при изменении объема $V_{ц}$ его плунжерной полости в процессе перемещения плунжера описывается следующей аналитической зависимостью [6]:

$$\frac{dP_u}{dV_u} = -\frac{E}{V_u}, \quad (6)$$

где E – объемный модуль упругости, характеризующий сопротивление рабочей жидкости всестороннему сжатию.

При изменении значений давлений в соединенных между собой плунжерной полостью и полостью ПГА, а также магистралью низкого давления происходит перетекание рабочей жидкости из одной полости в другую. Расход Q_{ij} рабочей жидкости находится следующим образом:

$$Q_{ij} = k_{ij} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}, \quad (7)$$

где i и j – порядковые номера полостей; k_{ij} – коэффициент дросселирования рабочей жидкости, характеризующий эффективность системы.

В математической модели напрямую не учитывается способность гидромагистралей упруго расширяться при изменении давления рабочей жидкости, для косвенного учета производится изменение объемный модуль упругости E , характеризующего рабочую жидкость сопротивляться всестороннему сжатию.

Для описания в математической модели процесса функционирования ПГА применяется комплекс уравнений, состоящий их уравнения политропного процесса в газовой полости ПГА, движения поршня и расходов рабочей жидкости на входе [5, 6].

$$v_{\Pi} = \frac{1}{m_{\Pi}} \left[S_{\text{ПГА}} (P_{\text{Ж}} - P_{\Gamma}) - h v_{\Pi} - (R_{mp}^0 + k_i P_{\text{Ж}}) \text{sign } v_{\Pi} - c (x_{\Pi} + x_{\Pi 0}) \right]; \quad (8)$$

$$x_{\Pi} = v_{\Pi}; \quad 0 \leq x_{\Pi} < L_{\text{ПГА}} - b_{\Pi} = V_{\text{ПГА}} / S_{\text{ПГА}}; \quad (9)$$

$$P_{\text{Ж}} = (Q_{\text{Ж}} - S_{\text{ПГА}} v_{\Pi}) / k_{\text{упр.Ж}};$$

$$P_{\Gamma} = P_{\Gamma 0} [x_{\Pi} / (L_{\text{ПГА}} - b_{\Pi})]^n - P_{am}, \quad (10)$$

$$S_{\text{ПГА}} = \pi D_{\text{ПГА}}^2 / 4, \quad (11)$$

$$k_i = (\pi / 20) D_{\text{ПГА}} H, \quad (12)$$

$$k_{\text{упр.Ж}} = (\Delta V_{\text{ПГА}} + x_{\Pi} S_{\text{ПГА}}) / E_{np}, \quad (13)$$

$$E_{np} = E_{\text{Ж}} / [1 + (D_{\text{ПГА}} / \delta) (E_{\text{Ж}} / E_{cm})], \quad (14)$$

где v_{Π} – скорость перемещения поршня в ПГА; m_{Π} – масса подвижной части ПГА; $S_{\text{ПГА}}$ – площадь сечения поршня ПГА; $D_{\text{ПГА}}$ – диаметр внутренней полости ПГА; P_{Γ} – давление газа в газовой полости ПГА; $P_{\text{Ж}}$ – давление рабочей жидкости в жидкостной полости ПГА; $\text{sign}(x)$ – функция, возвращающая знак переменной x ; h – коэффициент вязкости; x_{Π} – текущая координата поршня; $x_{\Pi 0}$ – величина предварительного сжатия пружины устройства; R_{mp}^0 – сила сухого трения; c – жесткость пружин устройства; H – высота манжетного уплотнения гидроцилиндра; k_i – коэффициент пропорциональности между давлением рабочей жидкости в полости и силой трения; n – показатель политропы; b_{Π} – ширина поршня ПГА; E_{np} – приведенный объемный модуль упругости полости с рабочей жидкостью; P_{am} – атмосферное давление; $V_{\text{ПГА}}$ – объем ПГА; $k_{\text{упр.Ж}}$ – коэффициент упругости полости с рабочей жидкостью; δ – толщина стенки цилиндра; $L_{\text{ПГА}}$ – длина рабочей полости ПГА; $Q_{\text{Ж}}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в полость с жидкостью; $\Delta V_{\text{ПГА}}$ – "мертвый" объем рабочей камеры; $P_{\Gamma 0}$ – абсолютное давление зарядки газа.

Дифференциальные уравнения, лежащие в основе работы гидравлической подсистемы интегрируются численно в том же цикле численного интегрирования, что и уравнения движения ЛТ и ПП, с тем же шагом по времени. На каждом шаге численного интегрирования выполняется расчет элементарных изменений исследуемой системы. Последовательность расчета параметров системы выполняется в следующей последовательности.

Зная положение точек A и B РПГССУ рассчитываются координаты x_1 и x_2 начала и конца плунжерной полости (рис. 3), с помощью которых далее выполняется расчет объема плунжерной полости:

$$V_u = (x_2 - x_1) \frac{\pi D_u^2}{4}; \quad (15)$$

где D_u – внутренний диаметр гидроцилиндра.

Движение плунжера в гидроцилиндре приводит к изменению объемов его полостей, и, следовательно, к изменению давления рабочей жидкости

в этих полостях. Давление рабочей жидкости $P_{ц}$ на k -м шаге численного интегрирования определяется следующим образом:

$$P_{ц}^k = P_{ц}^{k-1} - E \frac{V_{ц}^k - V_{ц}^{k-1}}{V_{ц}^k}. \quad (16)$$

В случае если давление рабочей жидкости в полости на k -м шаге численного интегрирования имеет небольшое значение и на следующем шаге интегрирования становится отрицательным $P_{ц}^k < 0$, то выполняется корректировка давления рабочей жидкости $P_{ц}^k = 0$.

После этого выполняется расчет объема рабочей жидкости подаваемой и вытесняемой из полости гидравлического цилиндра в результате разности соответствующих давлений. Учитывая конструкцию гидравлического привода РПГССУ возможны два варианта перетекания рабочей жидкости:

– перетекание из полости $V_{ц}$ в полость ПГА описывается следующим выражением:

$$\text{если } P_{ц} > P_{ПГА} \text{ то } \begin{cases} V_{ц} = V_{ц} - k_{цПГА} \sqrt{P_{ц} - P_{ПГА}} \Delta t; \\ V_{ПГА} = V_{ПГА} + k_{цПГА} \sqrt{P_{ц} - P_{ПГА}} \Delta t; \end{cases} \quad (17)$$

– забор рабочей жидкости из магистрали низкого давления в плунжерную полость описывается следующим уравнением:

$$\text{если } P_{ц} < P_A, \text{ то } V_{ц} = V_{ц} + k_{Ac} \sqrt{P_A - P_{ц}} \Delta t. \quad (18)$$

Рассчитанный на предыдущем шаге численного интегрирования объем рабочей жидкости $V_{ц}$ в полости гидравлического цилиндра используется далее при вычислениях на следующих шагах численного интегрирования $k + 1$ давления $P_{ц}$ по формулам приведенным выше.

По известному давлению в полости гидроцилиндра $P_{ц}$ рассчитывается сила между ЛТ и ПП.

В качестве показателей эффективности выбраны две выходные характеристики: средняя рекуперлируемая мощность РПГССУ и среднее продольное ускорение ПП.

На каждом шаге численного интегрирования дифференциальных уравнений перетекания рабочей

жидкости в элементах гидравлической системы устройства определялось с использованием расхода Q_p рабочей жидкости из ПГА после превышения заданного давления P_p значение рекуперлируемой мощности N_p :

$$N_p(t) = Q_p P_p. \quad (19)$$

Для расчета мгновенного продольного ускорения ПП использовалась следующая формула:

$$a_{П}(t) = \frac{d^2 x_{П}(t)}{dt^2}, \quad (20)$$

где $x_{П}$ – координата центра тяжести ПП по длине продольной декартовой оси OX .

Определение средних значений рекуперлируемой мощности и продольного ускорения ПП осуществлялось после окончания каждого эксперимента, выполненного в разработанной компьютерной программе с использованием функций $N_p(t)$ и $a_{П}(t)$:

$$N_{pc} = \frac{1}{t_{кy} - t_{нy}} \int_{t_{нy}}^{t_{кy}} N_p(t) dt, \quad (21)$$

$$a_{Пc} = \frac{1}{t_{кy} - t_{нy}} \int_{t_{нy}}^{t_{кy}} a_{П}(t) dt, \quad (22)$$

где N_{pc} – среднее значение за заданный интервал времени рекуперлируемой мощности предлагаемым РПГССУ; $a_{Пc}$ – среднее значение за заданный интервал времени продольного ускорения ПП; $t_{нy}$ и $t_{кy}$ – время моментов начала и конца ускорений.

Для дальнейшего исследования эффективности РПГССУ в разработанной математической модели, а также выполнения множества серий экспериментов разработана компьютерная программа, интерфейсные формы ввода задаваемых параметров и вывода исследуемых показателей которой, приведены на рисунках 6 и 7 соответственно.

Данная программа позволяет выполнять имитацию движения ЛТ с ПП, оснащенного РПГССУ по ЛД низкого качества с изменяемыми в процессе эксперимента параметрами.

Основными ограничивающими функционирование разработанной компьютерной программы техническими факторами являются: расстояние перемещения ЛТ с ПП не превышающее 500 м; не превышающий 0,003 с шаг интегрирования дифференциальных уравнений; не превышающая 80 км/ч скорость движения ЛТ с ПП по ЛД низкого качества со случайными различными неровностями на поверхности.

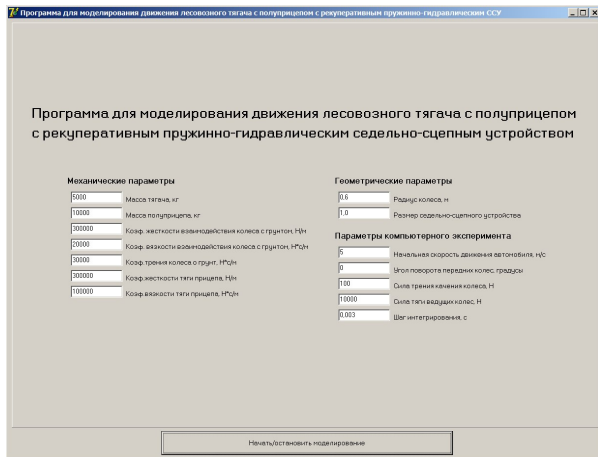


Рис. 6. Интерфейсная форма ввода параметров ЛТ и ПП, а также компьютерного эксперимента (собственные разработки)

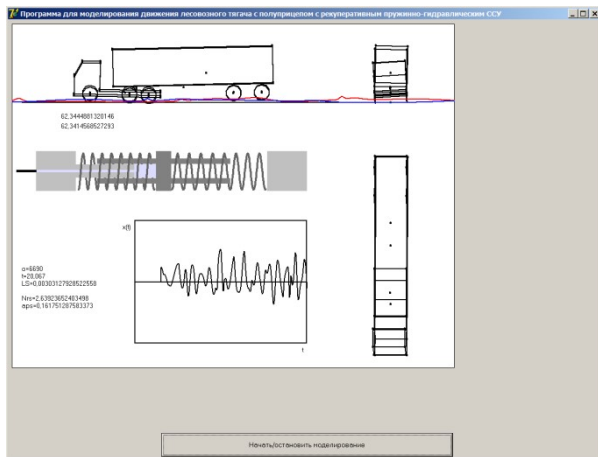


Рис. 7. Интерфейс вывода на экран результатов имитационного моделирования движения ЛТ с ПП, оснащенного РПГССУ (собственные разработки)

Таким образом, разработана компьютерная программа «Программа для моделирования функционирования рекуперативного РПГССУ при движении ЛТ с ПП по ЛД низкого качества» для исследования на основе компьютерных экспериментов эффективности предложенной конструкции РПГССУ и оптимизации его конструктивных параметров.

Разработанная математическая модель учитывает более 30 физических и геометрических параметров РПГССУ, ЛТ и ПП и условий их движения. Основные входные и выходные переменные математической модели показаны на следующей схеме (рис. 8).

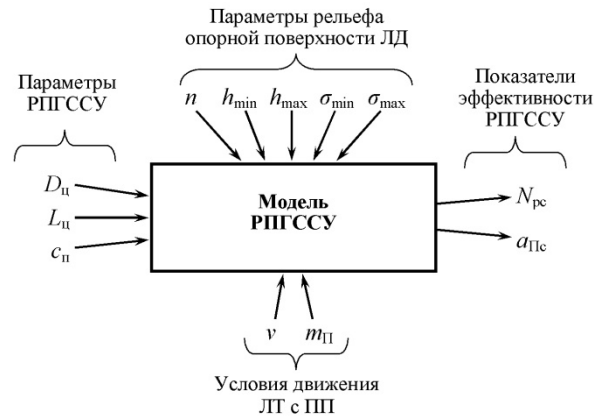


Рис. 8. Входные параметры и выходные показатели математической модели (собственные разработки)

К первой группе входных переменных относятся параметры РПГССУ: $D_{ц}$ – внутренний диаметр гидроцилиндра устройства; $L_{ц}$ – максимальный ход плунжера в гидроцилиндре; $c_{ц}$ – коэффициент жесткости пружин в ССУ. Вторая группа входных переменных математической модели представляет собой условия работы ЛТ с ПП, основными из которых являются: $m_{ПП}$ – масса ПП; v – скорость движения ЛТ с ПП в продольном направлении Ox . К третьей группе входных переменных математической модели относят параметры рельефа ЛД: h_{max} и h_{min} – максимальная и минимальная высоты неровностей опорной поверхности ЛД; n – линейная плотность размещения неровностей и дефектов на модельной ЛД протяженностью 1 км; σ_{max} и σ_{min} – максимальная и минимальная длины неровностей, имеющиеся на ЛД низкого качества.

Показателями эффективности функционирования РПГССУ ЛТ с ПП являются средние полученные при имитационном моделировании значения рекуперированной мощности N_{pc} и продольного ускорения ПП $a_{ППс}$.

Для определения оптимальных конструктивных параметров РПГССУ, необходимо чтобы эти параметры, в число которых входят внутренний диаметр гидроцилиндра $D_{ц}$ устройства, максималь-

ное значение хода плунжера $L_{ц}$ и жесткость пружин в РПГССУ, обеспечивали одновременно достижение максимального значения рекуперлируемой мощности при функционировании устройства в процессе движения ЛТ с ПП, а также минимума неблагоприятного среднего ускорения. Аналитически эту задачу можно записать следующим образом.

$$\begin{cases} N_{pc}(D_{ц}, L_{ц}, c_n) \rightarrow \max; \\ a_{Пс}(D_{ц}, L_{ц}, c_n) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (23)$$

В дальнейшем теоретическом исследовании необходимо установить влияние параметров РПГССУ и скорости движения ЛТ с ПП на показатели эффективности устройства.

Для всестороннего исследования особенностей работы РПГССУ проводили большое количество компьютерных экспериментов, объединенных в серии. При исследовании влияния каждого параметра изменяли последовательно этот параметр до базового значения, причем значения остальных параметров было неизменно по отношению к базовым (применялся звездообразный план эксперимента). Использование такой методики дало возможность выявить зависимости влияния каждого отдельного параметра на показатели эффективности.

Перед началом компьютерных экспериментов выполнялась подготовительная работа по установлению параметров рельефа опорной поверхности ЛД для всех колес ЛТ с ПП. В выполненных компьютерных экспериментах рельеф опорной поверхности дороги соответствовал ЛД низкого качества.

Результаты и обсуждение

ЛТ с ПП, оснащенный РПГССУ при выполнении компьютерного эксперимента двигался в направлении OX по моделируемой ЛД низкого качества со скоростью 30 км/ч. В результате длина полости в гидроцилиндре РПГССУ, заполненной рабочей жидкостью, изменялась с течением времени с амплитудой около 0,12 м (рис. 9). Это приводило к накоплению РПГССУ энергии рабочей жидкости в ПГА.

В процессе выполнения компьютерных экспериментов, программа определяла на каждом шаге интегрирования значения мгновенной рекуперлируемой мощности и ускорения ПП. В результате значение средней рекуперлируемой мощности со-

ставляло 5,7 кВт, значение мгновенной рекуперлируемой мощности не превышало 20 кВт. Среднее продольное ускорение ПП в базовом компьютерном эксперименте составило 0,81 м/с².

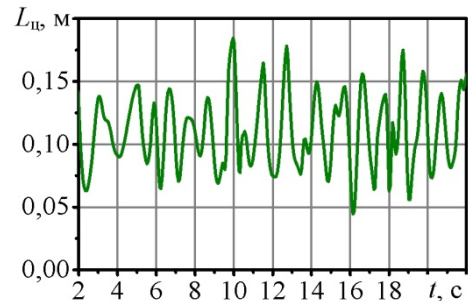


Рис. 9. Зависимость изменения от времени продольной длины $L_{ц}$ полости гидроцилиндра РПГССУ (собственные разработки)

От диаметра плунжера гидроцилиндра $D_{ц}$ в РПГССУ ЛТ с ПП зависит объем и интенсивность рекуперлируемой энергии рабочей жидкости. Кроме этого диаметр плунжера гидроцилиндра $D_{ц}$ оказывает влияние на эффективность демпфирования продольных колебаний ПП относительно ЛТ. Для изучения влияния диаметра плунжера гидроцилиндра $D_{ц}$ была выполнена серия компьютерных экспериментов, при которых диаметр плунжера гидроцилиндра $D_{ц}$ изменяли с шагом 10 мм в интервале от 30 до 90 мм.

Выявлено, что зависимости внутреннего диаметра гидроцилиндра $D_{ц}$ в РПГССУ на средние значения рекуперлируемой мощности N_{pc} и продольного ускорения ПП $a_{Пс}$ имеют оптимумы в интервале значений диаметров гидроцилиндров $D_{ц}$ от 56 до 66 мм (рис. 10). При таких значениях диаметров гидроцилиндров $D_{ц}$ обеспечивается максимальное значение средней рекуперлируемой мощности – 5,6 кВт, а также минимальное значение продольного ускорения – 0,81 м/с².

При слишком малом диаметре плунжера гидроцилиндра ($D_{ц}$ менее 40 мм) оказываются слишком малыми объемы рабочей жидкости, перекачиваемой в ПГА при каждом колебании ПП относительно ЛТ. В этом случае рекуперлируемая мощность мала и составляет около 3,0 ... 4,5 кВт (рис. 10, а). Малый диаметр плунжера гидроцилиндра оказывает неблагоприятное воздействие также и на демпфирующие свойства РПГССУ, вследствие чего гидравлические силы сопротивления движению оказываются малыми, а коле-

бания ПП относительно ЛТ происходят с большой амплитудой и скоростью. Из-за этого при малом диаметре плунжера гидроцилиндра среднее ускорение полуприцепа составляет $0,85-0,95 \text{ м/с}^2$ (рис. 10, б).

При слишком большом диаметре плунжерной полости гидроцилиндра ($D_{ц}$ более 80 мм) РПГССУ обеспечивает слишком эффективное гашение скорости относительного движения ЛТ и ПП. Из-за этого ЛТ и ПП оказываются слишком жестко связанными между собой. Это приводит к малой амплитуде движения плунжера в цилиндре и, соответственно, малому потоку рабочей жидкости из полости гидроцилиндра в ПГА. Рекуперированная мощность при этом мала и составляет 4,0–4,9 кВт (рис. 10, а). Кроме того, из-за слишком жесткого РПГССУ происходит увеличение скорости колебаний ПП и его среднее ускорение в диапазоне от 0,95 до $1,08 \text{ м/с}^2$ (рис. 10, б).

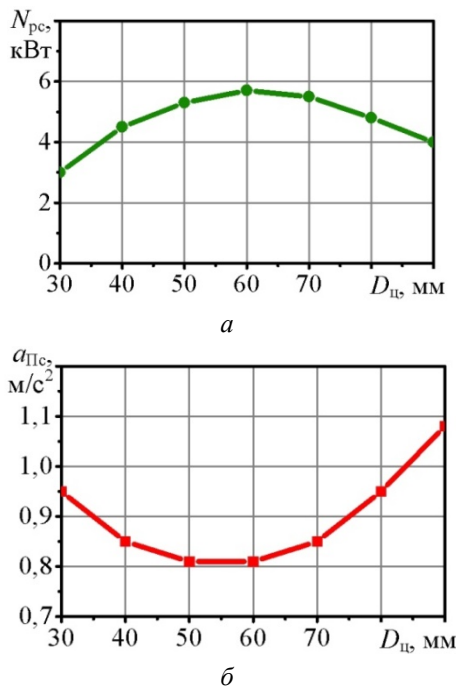


Рис. 10. Влияние внутреннего диаметра гидроцилиндра $D_{ц}$ в РПГССУ на средние значения рекуперированной мощности $N_{рс}$ (а) и продольного ускорения ПП $a_{Пс}$ (б) (собственные разработки)

Таким образом, оптимальный внутренний диаметр гидроцилиндра полости в РПГССУ составляет 56–66 мм. При этом система рекуперации обеспечивает сбалансированное эффективное демпфирование: средняя рекуперированная мощность достигает 5,6 кВт, среднее продольное ускорение не превышает $0,81 \text{ м/с}^2$.

От жесткости пружин (или одной эквивалентной пружины) в РПГССУ зависит величина хода плунжера в гидроцилиндре. Поэтому жесткость пружины $c_{п}$ может оказывать существенное влияние на рекуперированную мощность и на продольные ускорения ПП. Для выяснения характера указанных зависимостей проведена серия из семи компьютерных экспериментов в которой изменяли $c_{п}$ от 100 до 400 кН/м с шагом 50 кН/м.

С увеличением жесткости пружины $c_{п}$ уменьшается средняя рекуперированная мощность приблизительно по обратно пропорциональному закону (рис. 11, а). Уменьшение связано с тем, что уменьшается ход плунжера в гидроцилиндре при каждом колебании, что приводит к уменьшению объема рабочей жидкости, перекачиваемой в ПГА и, соответственно, среднее значение рекуперированной мощности.

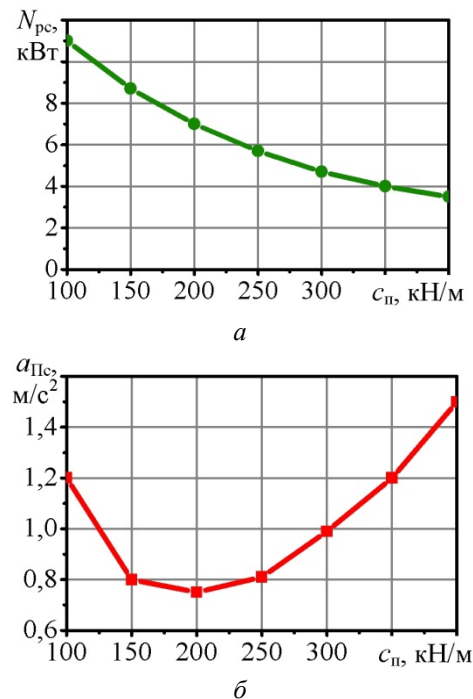


Рис. 11. Влияние жесткости $c_{п}$ эквивалентной пружины РПГССУ на средние значения рекуперированной мощности $N_{рс}$ (а) и продольного ускорения ПП $a_{Пс}$ (б) (собственные разработки)

Среднее значение продольного ускорения ПП $a_{Пс}$ существенно растет при уменьшении и увеличении жесткости пружины относительно оптимального значения 150–250 кН/м (рис. 11, б). При малых значениях жесткости пружины РПГССУ, она оказывает слишком слабое сопротивление перемещению ПП относительно ЛТ, и из-за больших амплитуд переме-

щения динамическая система находится в интенсивном движении с большими ускорениями, копируя рельеф поверхности. При больших значениях жесткости пружины ПП и ЛТ оказываются жестко связанными и случайные воздействия со стороны неровностей опорной поверхности ЛД на ЛТ и ПП приводят к резкому движению жестко связанной системы. Поэтому ускорение ПП также возрастает в данной области жесткости пружины.

Таким образом, оптимальный диапазон жесткости пружины РПГССУ ЛТ с ПП составляет 150-200 кН/м. При таких значениях жесткости рекуперированная мощность может достигать от 7 до 8,4 кВт при продольном ускорении ПП не превышающего $0,8 \text{ м/с}^2$.

Выводы

Разработана математическая модель функционирования РПГССУ ЛТ с ПП при движении лесовозного автопоезда по ЛД низкого качества. Предложенная авторами математическая модель дает возможность выполнить оценку эффективности рекуперации энергии рабочей жидкости в различных режимах движения ЛТ с ПП, с различным количеством препятствий и неровностей на ЛД, а также определить оптимальные конструктивные параметры РПГССУ.

Разработана компьютерная программа «Программа для моделирования движения ЛТ с ПП, оснащенного РПГССУ» для исследования на основе компьютерных экспериментов эффективности предложенной конструкции РПГССУ и оптимизации его параметров.

На основе компьютерного моделирования установлено, что РПГССУ ЛТ с ПП при движении по ЛД низкого качества позволяет рекуперировать мощность в среднем около 5,6 кВт при среднем продольном ускорении ПП относительно ЛТ около $0,81 \text{ м/с}^2$.

Оптимальный внутренний диаметр гидроцилиндра полости в РПГССУ составляет 56-66 мм. При этом система рекуперации обеспечивает сбалансированное эффективное демпфирование: средняя рекуперированная мощность достигает 5,6 кВт, среднее продольное ускорение не превышает $0,81 \text{ м/с}^2$.

Оптимальная жесткость пружин РПГССУ в результате выполненных расчетов находится в диапазоне от 150 до 200 кН/м. Такие значения жесткости обеспечивают среднюю рекуперированную мощность в интервале от 7,0 до 8,4 кВт при среднем ускорении ПП не более $0,8 \text{ м/с}^2$.

Библиографический список

1. Посметьев, В. И. Перспективная конструкция рекуперативного седельно-сцепного устройства лесовозного тягача с полуприцепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // Лесотехнический журнал. – 2019. – № 3 – С. 180-192. – Библиогр.: с. 180-192 (25 назв.).
2. 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. – Библиогр.: с. 20-32 (25 назв.).
3. Никонов, В. О. Анализ условий и оценка эффективности использования лесовозных автомобилей в Российской Федерации на современном этапе ее развития / В. О. Никонов, В. И. Посметьев / Воронежский научно-технический вестник. – 2020. – Т. 2, № 2 (32). – С. 49-73. – Библиогр.: с. 49-73 (27 назв.).
4. Никонов, В. О. Оценка состояния лесовозных дорог в РФ, используемых для вывозки лесоматериалов автомобильным транспортом / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, А. В. Авдюхин / Воронежский научно-технический вестник. – 2020. – Т. 2, № 2 (32). – С. 74-84. – Библиогр.: с. 74-84 (22 назв.).
5. Reboh Y. Failure analysis of fifth wheel coupling system / Y Reboh, S. Griza, A. Regyly, T. R. Strohaecker // Engineering Failure Analysis 15 (2008) 332-338. *Bibliogr.: 7 p. (10 titles)*. – DOI 10.1016/j.engfailanal.2007.02.007.
6. Dohlberg E. Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling / Eric Dahlberg, Johan P. Wideberg // Proceedings of 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Johannesburg, 14-18 March, 2004 – 10 p. *Bibliogr.: 10 p. (9 titles)*.
7. Ogorodnikov V. A. Energy criterion of the reliability of structural elements in vehicles / V. A. Ogorodnikov,

N. S. Grechanyuk, A. V. Gubanov // *Materials Science*, Vol. 53, № 5, March, 2018. – pp. 645-650. *Bibliogr.:* pp. 650 (12 titles). – DOI 10.1007/s11003-018-0119-x.

8. Qing Zhang Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors / Qing Zhang, Shuo Wei, Youming Chen // *Engineering Failure Analysis* 109 (2020) 104352. – 12 p. *Bibliogr.:* 10 p. (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*, Vol. 5, № 1. pp. 29-33, 1998. *Bibliogr.:* pp. 29-33.

10. Scotnikov G. I. Increasing the stability of the articulated lorry at braking by locking the fifth wheel coupling / G. I. Scotnikov, M. M. Jileykin, A. I. Komissarov // *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 315 (2018) 012027. – 17 p. *Bibliogr.:* 17 p. (6 titles). – DOI 10.1088/1757-899X/315/1/012027.

11. Григорьев, Ю. Д. Методы оптимального планирования эксперимента: линейные модели : учебное пособие / Ю. Д. Григорьев. – Санкт-Петербург : Лань, 2015. – 320 с. – *Библиогр.:* с. 292-304.

12. Косарев, Е. Л. Методы обработки экспериментальных данных : учебное пособие / Е. Л. Косарев. – 2-е изд. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 208 с.

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

14. Сидняев, Н. И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных : учебное пособие для магистров / Н. И. Сидняев. – М. : Издательство Юрайт ; ИД Юрайт, 2012. – 399 с. – *Библиогр.:* с. 396-398.

15. Советов, Б. Я. Моделирование систем : учеб. для вузов / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 2001. – 343 с. – *Библиогр.:* с. 340-341.

16. Комлацкий, В. И. Планирование и организация научных исследований : учебное пособие / В. И. Комлацкий, С. В. Логинов, Г. В. Комлацкий. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2014. – 208 с. – *Библиогр.:* с. 202-207.

17. Измаилов, А. Ф. Численные методы оптимизации : учебное пособие / А. Ф. Измаилов, М. В. Солодов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 304 с. – *Библиогр.:* с. 294-296.

18. Моргунов, А. П. Планирование и анализ результатов эксперимента : учебное пособие / А. П. Моргунов, И. В. Ревина ; Минобрнауки России, Омские гос. техн. ун-т. – Омск : Издательство ОмГТУ, 2014. – 347 с. – *Библиогр.:* с. 334-336.

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

20. Пантелеев, А. В. Методы оптимизации в примерах и задачах : учебное пособие / А. В. Пантелеев, Т. А. Летова. – 2-е изд., испр., – М. : Высш. шк., 2005. – 544 с. – *Библиогр.:* с. 543-544.

References

1. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Perspektivnaya konstrukciya rekuperativnogo sedelno-scepnogo ustroistva lesovoznogo tyagacha s polupricepom* [Advanced design of a recuperative fifth wheel coupling of a timber tractor with a semitrailer]. *Lesotekhnicheskii jurnal* [Forestry Engineering Journal], – 2019. – №. 3 – pp. 180-192. (In Russian).

2. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Fomin T. N. *Analiz konstruktivnih osobennostei sedelno-scepnih ustroistv tyagachei s polupricepami* [Analysis of design features of fifth-wheel coupling devices of tractors with semitrailers]. *Voronezhskii nauchno-tehnicheskii vestnik* [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. – 2019. – Т. 1, № 1 (27). – pp. 20-32. (In Russian).

3. Nikonov V. O., Posmetev V. I. *Analiz uslovii i ocenka effektivnosti ispolzovaniya lesovoznih avtomobilei v Rossiiskoi Federacii na sovremennoy etape ee razvitiya* [Analysis of the conditions and assessment of the efficiency of using timber trucks in the Russian Federation at the present stage of its development]. *Voronezhskii nauchno-tehnicheskii*

vestnik [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. – 2020. – Т. 2, № 2 (32). – pp. 49-73. (In Russian).

4. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Avdyuhin A. V. *Ocenka sostoyaniya lesovoznih dorog v RF, ispolzuemih dlya vivotki lesomaterialov avtomobilnim transportom* [Assessment of the condition of timber roads in the Russian Federation, used for hauling timber by road]. *Voronezhskii nauchno-tehnicheskii vestnik* [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. – 2020. – Т. 2, № 2 (32). – pp. 74-84. (In Russian).

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

6. Eric Dahlberg, Johan P. Wideberg Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling, *Proceedings of 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*, Johannesburg, 14-18 March, 2004 – 10 p.

7. V. A. Ogorodnikov, N. S. Grechanyuk, A. V. Gubanov Energy criterion of the reliability of structural elements in vehicles, *Materials Science*, Vol. 53, № 5, March, 2018, pp. 645-650 ; doi : 10.1007/s11003-018-0119-x.

8. Qing Zhang, Shuo Wei, Youming Chen 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. P. J. L. Fernandes Examination of a failed fifth wheel coupling, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 5, № 1. pp. 29-33, 1998.

10. G. I. Scotnikov, M. M. Jileykin, A. I. Komissarov Increasing the stability of the articulated lorry at braking by locking the fifth wheel coupling, *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 315 (2018) 012027. – 17 p. ; doi : 10.1088/1757-899X/315/1/012027.

11. Grigorev Yu. D. *Metodi optimalnogo planirovaniya eksperimenta : lineinie modeli* [Optimal Experiment Design Methods : Linear Models]. Tutorial – St. Petersburg: Lan, 2015. – 320 p. (In Russian).

12. Kosarev E. L. *Metodi obrabotki eksperimentalnih danih* [Experimental data processing methods]. Tutorial – 2nd ed. – Moscow : FIZMATLIT, 2008. – 208 p. (In Russian).

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

14. Sidnyaev N. I. *Teoriya planirovaniya eksperimenta i analiz statisticheskikh danih* [Experiment Design Theory and Statistical Analysis]. Study guide for masters – Yurayt Publishing House ; ID Yurayt, 2012. – 399 p. (In Russian).

15. Sovetov B. Ya., Yakovlev S. A. *Modelirovanie system* [Modeling systems]. Study for universities – 3rd ed. revised and add. – M. : Higher. shk., 2001. – 343 p. (In Russian).

16. Komlackii V. I., Loginov S. V., Komlackii G. V. *Planirovanie i organizaciya nauchnih issledovaniy* [Research planning and organization]. Tutorial – Rostov-on-Don : Phoenix, 2014. – 208 p. (In Russian).

17. Izmailov A. F., Solodov M. V. *Chislennye metody optimizacii* [Numerical optimization methods]. Tutorial – M. : FIZMATLIT, 2005. – 304 p. (In Russian).

18. Morgunov A. P., Revina I. V. *Planirovanie i analiz rezultatov eksperimenta* [Planning and analysis of experimental results]. Tutorial – Ministry of Education and Science of Russia, Omsk State tech. un-t. – Omsk : Publishing house OmSTU, 2014. – 347 p. (In Russian).

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

20. Pantelev A. V., Letova T. A. *Metodi optimizacii v primerah i zadachah* [Optimization methods in examples and problems]. Tutorial – 2nd ed., Rev., – M. : Vyssh. shk., 2005. – 544 p. (In Russian).

Сведения об авторах

Посметьев Валерий Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: posmetyev@mail.ru.

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

Посметьев Виктор Валерьевич – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: victorvpo@mail.ru.

Авдюхин Александр Владимирович – аспирант кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: 1988aav@mail.ru.

Information about authors

Posmetyev Valery Ivanovich – DSc (Engineering), Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: posmetyev@mail.ru.

Nikonov Vadim Olegovich – PhD (Engineering), Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

Posmetyev Viktor Valeryevich – PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanization of Forestry and Machine Design, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: victorvpo@mail.ru.

Avdyukhin Aleksandr Vladimirovich – post-graduate student of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: 1988aav@mail.ru.