

РЕЗУЛЬТАТЫ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МОДУЛЬНОЙ МНОГОВАЛЬНОЙ ТОРСИОННОЙ ПОДВЕСКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

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

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

доктор технических наук, доцент **В.А. Зеликов**

магистр **И.В. Сизьмин**

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

Обосновано значение повышения эксплуатационных свойств подвески лесовозного автомобиля. Представлена перспективная конструкция лесовозного автомобиля для перевозки сортиментов, оснащенного независимыми торсионными подвесками, выполненными в виде отдельных колесных модулей. Для изучения эффективности новой конструкции торсионной подвески разработана и исследована математическая модель, учитывающая согласованную работу нескольких торсионных валов, движение колеса лесовозного автомобиля и взаимодействие колес с опорной поверхностью. Моделирование в целом основано на методах классической механики. Модель состоит из подсистемы поступательного вертикального движения колеса, соединенного рычагом с торсионной подвеской, и подсистемы вращения тел торсионной подвески. Приведены схемы для описания движения колеса и для составления системы уравнений динамики вращательного движения валов торсионной подвески. Для исследования математической модели и проведения компьютерных экспериментов с модульной торсионной подвеской лесовозного автомобиля разработана компьютерная программа. С ее помощью исследовано влияние параметров модульной торсионной подвески лесовозного автомобиля, рельефа опорной поверхности и условий эксплуатации лесовозного автомобиля на показатели эффективности торсионной подвески. Разработанная программа позволила воспроизвести как безлюфтовые режимы, так и режимы с редкими и частыми случаями люфта в шестеренном соединении торсионной подвески. Получены зависимости вероятности люфта от угла равновесного положения рычага подвески и вероятности люфта от скорости движения лесовозного автомобиля. Обнаружено, что вероятность появления люфта снижается по сигмоидальному закону с увеличением равновесного углового положения рычага торсионной подвески и, следовательно, с увеличением усилия прижатия колеса к поверхности. Также выявлено, что вероятность появления люфта убывает с повышением скорости по S-образной зависимости.

Ключевые слова: лесовозный автомобиль, лесной комплекс страны, вывозка древесины, торсионная подвеска, колесный модуль, математическая модель, имитационное моделирование.

RESULTS OF IMITATION MODELING OF MODULAR MULTI-VERSE TORSION SUSPENSION OF A FORESTRY CAR

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

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

DSc (Engineering), Associate Professor **V.A. Zelikov**

Master **I.V. Sizmin**

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

Abstract

The importance of improving the performance properties of the suspension of a forest truck is substantiated. A perspective design of a timber truck for transportation of assortments, equipped with independent torsion pendants

made in the form of separate wheel modules, is presented. To study the effectiveness of the new torsion suspension design, a mathematical model has been developed and investigated, which takes into account the coordinated work of several torsion shafts, wheel movement of a timber truck and interaction of wheels with a supporting surface. The simulation is generally based on the methods of classical mechanics. The model consists of a subsystem of translational vertical motion of a wheel connected by a lever with a torsion suspension and a subsystem of rotation of bodies of a torsion suspension. Schemes are given for describing the movement of the wheel and for drawing up a system of equations for the dynamics of the rotational movement of the shafts of the torsion suspension. A computer program has been developed to study the mathematical model and conduct computer experiments with a modular torsion suspension of a timber truck. With its help, the influence of the modular torsion suspension parameters of a timber truck, the relief of the bearing surface and the operating conditions of a timber truck on the performance indicators of a torsion suspension has been investigated. The developed program made it possible to reproduce both backlash-free modes, and modes with rare and frequent backlash cases in the gear connection of the torsion suspension. The dependences of the backlash probability on the angle of the equilibrium position of the suspension arm and the backlash probability on the speed of movement of the forest truck are obtained. It was found that the probability of a backlash decreases according to a sigmoidal law with an increase in the equilibrium angular position of the lever of the torsion bar suspension, and therefore with an increase in the force of pressing the wheel to the surface. It was also found that the likelihood of backlash decreases with increasing speed along the S-shaped dependence.

Keywords: timber truck, forest complex of the country, timber hauling, torsion bar suspension, wheel module, mathematical model, simulation modeling.

Введение

Практика эксплуатации лесовозных автомобилей в лесном комплексе страны, а также многочисленные результаты исследований последних лет свидетельствуют о том, что их эксплуатация на лесовозных дорогах низкого качества способствует снижению на 35–45 % средней скорости движения, уменьшению на 15–30 % межремонтного пробега, значительному повышению расхода топлива, утомляемости водителя и снижению уровня безопасности движения. Одной из главных причин, приводящих к такому значительному снижению уровня эксплуатационных свойств лесовозного автомобиля, является низкий уровень совершенства конструкций используемых подвесок, являющихся одним из главных устройств, обеспечивающих защиту лесовозного автомобиля от возникающих динамических воздействий, обусловленных низким качеством лесовозных дорог [1].

Улучшение эксплуатационных свойств подвески представляет наиболее важную роль для лесовозных автомобилей, используемых в лесном комплексе страны. Точное установление параметров подрессоривания и подбор конструкции подвески лесовозного автомобиля позволит снизить количество затрат, прямо или косвенно связанных с

перевозкой лесоматериалов. В данный момент в российской и зарубежной литературе приведены разнообразные перспективные конструкции подвесок для грузовых автомобилей, описаны результаты теоретических и практических исследований их основных показателей эффективности.

Fei Ding и Nong Zhang (2016) в своих исследованиях предлагают новую конструкцию гидравлической подвески, используемую для трехосного грузового автомобиля. На основе математического моделирования выявлено, что предлагаемая конструкция подвески в сравнении с традиционной обладает улучшенными демпфирующими свойствами, способствующими эффективному подавлению крена кузова грузового автомобиля [2].

В статье М.М. Maheyeldein (2018) приведено сравнение на основе имитационного моделирования пневматической и рессорной подвесок с точки зрения ходовых качеств и характеристик сцепления с дорогой. Полученные результаты показали, что использование пневматических подвесок в сравнении с рессорными позволяет увеличить на 10 % ход подвески и на 20 % динамические нагрузки на шины [3].

О.М. Anubi и D.R. Patel (2013) в своей работе провели исследование новой конструкции подвески

с переменной жесткостью, регулируемой путем перемещения точки крепления вертикальной стойки к кузову автомобиля. Полученные теоретические и экспериментальные результаты показали, что новая конструкция подвески с переменной жесткостью имеет лучшие характеристики в сравнении с традиционной подвеской [4].

Работа Gokul Prasad (2019) посвящена инновационной конструкции пневматической подвески с системой управления LQR. Результаты моделирования выявили, что система управления LQR пневматической подвеской позволяет повысить комфортные условия работы водителя при движении по дорогам низкого качества [5].

В статье Miss Abhav Madhuri Vilas, D. S. Galhe и Hredaya Mishra (2018) приведено описание конструкции и работы современной торсионной подвески, используемой в грузовых автомобилях. На основе имитационного моделирования в работе проведены сравнительные исследования торсионных валов, выполненных из различных материалов. Выявлено, что использование углеродного композиционного материала позволит снизить напряжение кручения в 3 раза и уменьшить на 20 % деформацию торсионного вала [6].

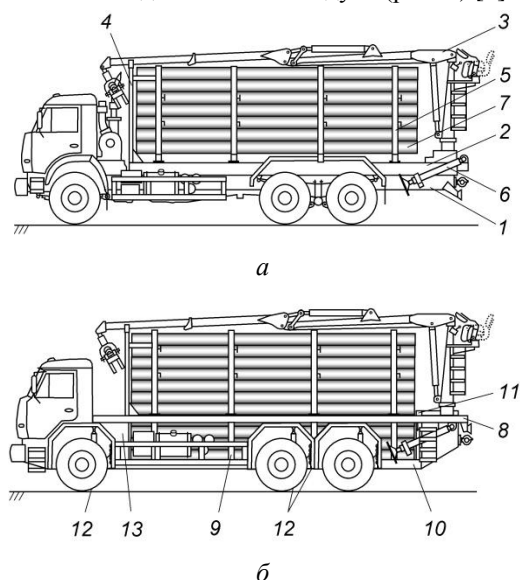
подавляющее большинство лесовозных полноприводных автомобилей в России и за рубежом осуществляется по схеме с зависимой автономной подвеской передних и задних мостов колесной формулы 4×4 и передних мостов колесной формулы 6×6 (рис. 1, а). В таких подвесках упругими элементами являются цилиндрические винтовые пружины и листовые рессоры. Подвеска задних мостов лесовозных автомобилей колесных формул 6×6 и 8×8 чаще зависимая балансирующая и реже зависимая автономная [7].

Полный ход у зависимых подвесок лесовозных автомобилей как отечественных, так и зарубежных производителей за редким исключением превышает 220-250 мм, что и способствует снижению средних скоростей их движения на лесовозных дорогах низкого качества.

Использование в ходовой части лесовозных автомобилей зависимых подвесок приводит: к снижению боковой устойчивости лесовозного автомобиля, к опрокидыванию в связи с высоким расположением его центра тяжести; к высокому расположению грузо-

вой платформы и невозможности полезного использования подкузовного и межколесного пространства. Следствием использования зависимых подвесок является неоправданно уменьшенный дорожный просвет, а также многочисленные выступающие вниз элементы конструкции узлов ходовой части, снижающие надежность и ухудшающие проходимость лесовозного автомобиля в условиях бездорожья.

С целью устранения отмеченных недостатков лесовозных автомобилей авторами были проанализированы из доступных литературных источников и патентных материалов многочисленные традиционные и оригинальные конструкции подвесок автомобилей. Это позволило предложить конструкцию независимой торсионной подвески, выполненной в виде колесного модуля (рис. 2) [8].

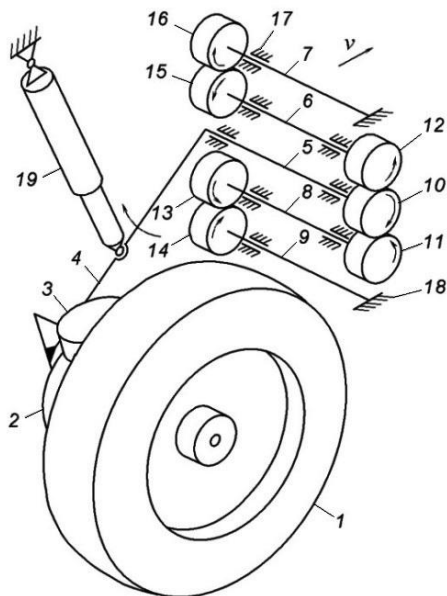


1 – рама; 2 – платформа; 3 – гидравлический манипулятор; 4 и 11 – стенки передняя и задняя; 5 – стойка не откидная; 6 – аутригер; 7 – сортименты; 8 ... 10 – элементы рамы: лонжерон, стойка и брус, соответственно; 12 – модуль колесный; 13 – отсек силового агрегата

Рис. 1. Схемы лесовозных автомобилей колесной формулой 6×6 традиционной (а) и перспективной (б) конструкций для перевозки сортиментов

В качестве примера на рис. 1, б предложена схема лесовозного автомобиля с гидроманипулятором для перевозки сортиментов. Здесь функции независимых передней и задней подвесок выполняют унифицированные колесные модули с независимой торсионной подвеской.

Важным достоинством предлагаемой конструкции является возможность достижения необходимой ее жесткости путем подключения к ведущему зубчатому колесу 10 центрального торсионного вала 5 нескольких зубчатых колес с торсионными валами, параллельно расположенными относительно центрального. Такое компонование торсионных валов позволяет выполнять подвески автономными, компактными и более рационально использовать межколесное пространство транспортного средства по сравнению с традиционными типами подвесок.



1 – колесо; 2 – гидравлический мотор-редуктор;
3 – механизм поворота колеса; 4 – вилка-рычаг;
5-9 – торсионные валы; 10 – ведущее зубчатое колесо;
11-16 – зубчатые колеса; 17 – подшипник; 18 – корпус лесовозного автомобиля; 19 – амортизатор
Рис. 2. Схема устройства колесного модуля с независимой торсионной подвеской

Материалы и методы

Для изучения эффективности новой конструкции торсионной подвески, выполненного в виде колесного модуля, целесообразно использовать математическое моделирование. Современные математические модели позволяют с высокой физической адекватностью воспроизвести исследуемый объект [9-12]. В модели работы торсионной подвески необходимо учесть согласованную работу нескольких торсионных валов, движение колеса лесовозного автомобиля, взаимодействие колеса с опорной поверхностью. Модель должна позволить

сравнить многовальную торсионную подвеску с одновальной, оценить преимущества и недостатки многовальной торсионной подвески. Модель должна учитывать люфт в контактирующих шестернях.

Моделирование в целом основано на методах классической механики. Модель состоит из двух подсистем: подсистема поступательного вертикального движения колеса, соединенного рычагом с торсионной подвеской, и подсистема вращения тел торсионной подвески. В разработанной модели принято допущение, что колесо совершает движение только в вертикальном направлении вдоль оси Z (рис. 3). На колесо действуют сила тяжести, сила со стороны опорной поверхности, сила со стороны рычага подвески. В этом случае уравнение движения колеса можно записать следующим образом.

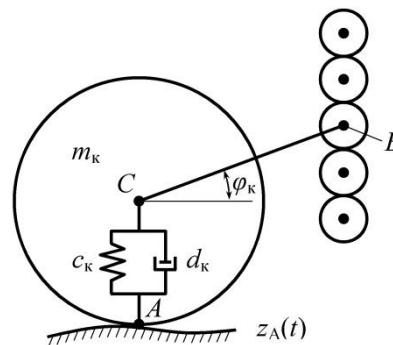


Рис. 3. Расчетная схема для описания движения колеса A

$$m_k \frac{d^2 z_k}{dt^2} = -m_k g + \frac{M_k}{L_p \cos \varphi_k} + \begin{cases} -c_k(z_k - K - z_A) - d_k \left(v_z - \frac{dz_A}{dt} \right), & z_k - R_k < z_A, \\ 0, & z_k - R_k > z_A, \end{cases} \quad (1)$$

где m_k – масса колеса; z_k – вертикальная координата оси колеса; t – время; g – ускорение свободного падения; M_k – момент на рычаге относительно оси центрального вала подвески; L_p – длина рычага (расстояние BC); φ_k – угол отклонения рычага от горизонтали; c_k и d_k – коэффициенты жесткости и демпфирования в рамках вязкоупругого приближения взаимодействия колеса и опорной поверхности; R_k – радиус колеса; z_A – вертикальная координата точки опорной поверхности, контактирующей с нижней точкой колеса в момент времени t .

Данное дифференциальное уравнение решается совместно с уравнениями динамики вращательного движения валов торсионной подвески.

Торсионная подвеска (пятивальный вариант) представлена в модели совокупностью тел вращения, взаимодействующих между собой упруго-вязко (рис. 4).

Для удобства моделирования считается, что все тела вращаются в одном направлении (в реальности для валов чередуются вращение в одну и в другую сторону). Инерционность валов приведена к шестерням, а сами валы характеризуются в модели коэффициентами крутильных упругости и демпфирования c и d . Так как необходимо провести сравнительный анализ одновальной торсионной подвески с многовальной, необходимо с достаточной степенью адекватности описать в модели шестеренчатое соединение валов.

В модели пятивальной торсионной подвески рассматриваются четыре шестеренчатых контакта: между телами 0-1, 0-4, 2-3, 5-6.

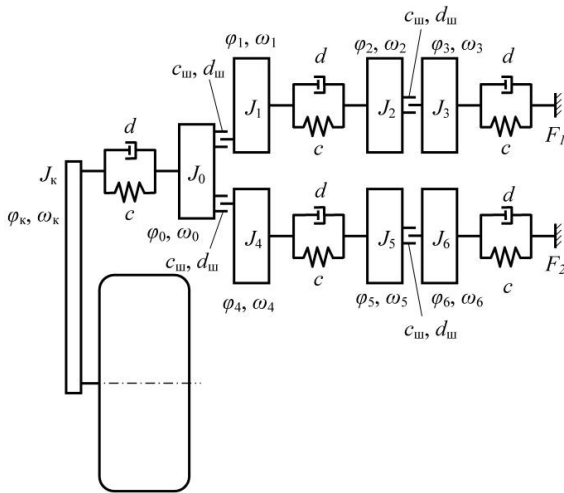


Рис. 4. Расчетная схема для составления системы уравнений динамики вращательного движения валов торсионной подвески

В случае идеального безлюфтового контакта шестерен i и j возникающий момент упруго-вязкой силы M_{ij} может быть записан следующим образом (рис. 5, кривая a):

$$M_{ij} = c_{ш} (\varphi_i - \varphi_j) + d_{ш} (\omega_i - \omega_j), \quad (2)$$

где $c_{ш}$ и $d_{ш}$ – коэффициенты крутильной жесткости и крутильного демпфирования при контакте шестерен; φ_i и φ_j – угловые положения шестерен;

ω_i и ω_j – угловые скорости шестерен.

Однако в данной статье рассматривается контакт шестерен с люфтом, чтобы убедиться, что незначительная величина люфта не приведет к существенному ухудшению эффективности многовальной торсионной подвески по сравнению с одновальной. Для случая с люфтом момент от контакта шестерен может быть в модели равен нулю, если разность углов шестерен $\varphi_i - \varphi_j$ соответствует люфтовому промежутку, и линейно возрастает или убывает, если разность углов шестерен лежит вне люфтового промежутка (рис. 5, кривая b):

$$M_{ij} = \begin{cases} c_{ш} \left(\varphi_i - \varphi_j - \frac{L_{\varphi}}{2} \right) + d_{ш} (\omega_i - \omega_j), & |\varphi_i - \varphi_j| > \frac{L_{\varphi}}{2}, \\ 0, & |\varphi_i - \varphi_j| \leq \frac{L_{\varphi}}{2}, \end{cases} \quad (3)$$

где L_{φ} – величина люфта, выраженная в единицах измерения угла.

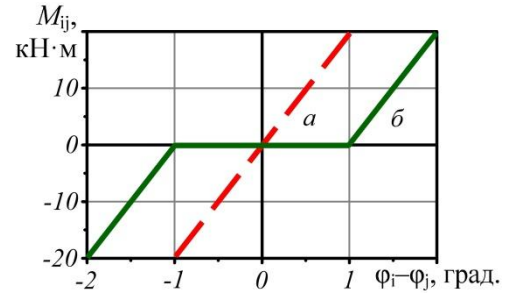


Рис. 5. Зависимость вращающего момента M_{12} при контакте шестерен от разности угловых положений $\varphi_i - \varphi_j$ тел i и j без учета (a) и с учетом углового люфта величиной 2° (b)

Уравнения динамики вращательного движения восьми рассматриваемых тел записываются следующим образом.

$$\begin{cases} J_k \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = M_k; \\ J_0 \frac{d^2 \varphi_0}{dt^2} = M_k - M_{01} - M_{04}; \\ J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = M_{01} - M_{12}; \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = M_{12} - M_{23}; \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = M_{23} - M_{3F1}; \\ J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} = M_{04} - M_{45}; \\ J_5 \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} = M_{45} - M_{56}; \\ J_6 \frac{d^2 \varphi_6}{dt^2} = M_{56} - M_{6F2}, \end{cases} \quad (4)$$

где $J_k, J_0 \dots J_6$ – моменты инерции рассматриваемых тел вращения; $\varphi_k, \varphi_0 \dots \varphi_6$ – угловые положения рассматриваемых тел вращения; F_1 и F_2 – обозначения точек жесткой заделки валов; M_{ij} – моменты контакта тел i и j :

$$M_k = -c(\varphi_0 - \varphi_k - \varphi_p) - d(\omega_0 - \omega_k); \quad (5)$$

$$M_{01} = \begin{cases} -c_{ш} \left(\varphi_1 - \varphi_0 - \frac{L_\varphi}{2} \right) - d_{ш}(\omega_1 - \omega_0), & |\varphi_1 - \varphi_0| > \frac{L_\varphi}{2}; \\ 0, & |\varphi_1 - \varphi_0| \leq L_\varphi; \end{cases} \quad (6)$$

$$M_{04} = \begin{cases} -c_{ш} \left(\varphi_4 - \varphi_0 - \frac{L_\varphi}{2} \right) - d_{ш}(\omega_4 - \omega_0), & |\varphi_4 - \varphi_0| > \frac{L_\varphi}{2}; \\ 0, & |\varphi_4 - \varphi_0| \leq L_\varphi; \end{cases} \quad (7)$$

$$M_{12} = -c(\varphi_2 - \varphi_1) - d(\omega_2 - \omega_1); \quad (8)$$

$$M_{23} = \begin{cases} -c_{ш} \left(\varphi_3 - \varphi_2 - \frac{L_\varphi}{2} \right) - d_{ш}(\omega_3 - \omega_2), & |\varphi_3 - \varphi_2| > \frac{L_\varphi}{2}; \\ 0, & |\varphi_3 - \varphi_2| \leq L_\varphi; \end{cases} \quad (9)$$

$$M_{3F1} = -c(0 - \varphi_3) - d(0 - \omega_3); \quad (10)$$

$$M_{45} = -c(\varphi_5 - \varphi_4) - d(\omega_5 - \omega_4); \quad (11)$$

$$M_{56} = \begin{cases} -c_{ш} \left(\varphi_6 - \varphi_5 - \frac{L_\varphi}{2} \right) - d_{ш}(\omega_6 - \omega_5), & |\varphi_6 - \varphi_5| > \frac{L_\varphi}{2}; \\ 0, & |\varphi_6 - \varphi_5| \leq L_\varphi; \end{cases} \quad (12)$$

$$M_{6F2} = -c(0 - \varphi_6) - d(0 - \omega_6), \quad (13)$$

где $\omega_k, \omega_0 \dots \omega_6$ – угловые скорости рассматриваемых тел вращения.

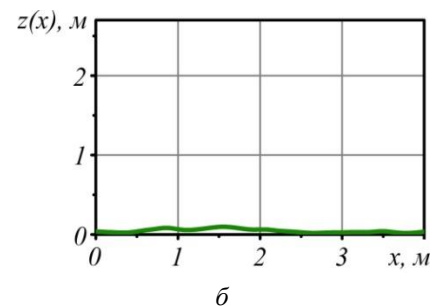
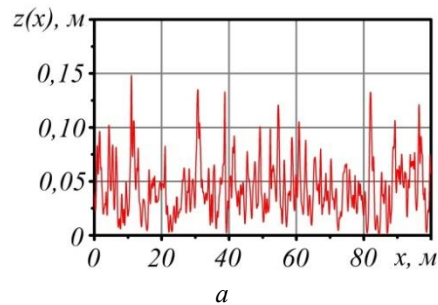
Для воспроизведения в модели работы подвески лесовозного автомобиля необходимо создать интенсивное движение колеса в вертикальном направлении. Для этого используется функция случайной неровной поверхности. Случайные неровности в модели задаются исходя из реальных условий эксплуатации лесовозного автомобиля. Значительная доля пути лесовозного автомобиля приходится на подъездные асфальтированные дороги низкого качества, грунтовые дороги и зимники. Для передачи в модели сложного случайного рельефа поверхности считали, что возмущающая функция колес каждого борта состоит из набора выступов гауссовой формы. Высота и протяженность гауссовых пиков задаются случайным образом и изменяются в широких пределах: от «препятствий» (имитирующих камни, пни, выступающие корни), имеющих малую протяженность (порядка 0,1-0,5 м), до «холмов», имеющих большую протяженность (порядка 2-5 м) (рис. 6).

Опорную поверхность задавали как функцию высоты поверхности от координат точки кон-

такта $z(x, y)$. Функция представляла собой суперпозицию гауссовых пиков с параметрами (x_i, y_i) (положение выступа), H_i (высота выступа) и σ_i (среднеквадратическое отклонение, задающее ширину выступа):

$$z(x) = \sum_{i=1}^{N_x} H_{xi} \exp\left(-\frac{(x-x_{xi})^2}{\sigma_{xi}^2}\right) + \sum_{i=1}^{N_{\Pi}} H_{\Pi i} \exp\left(-\frac{(x-x_{\Pi i})^2}{\sigma_{\Pi i}^2}\right), \quad (14)$$

где N_x и N_{Π} – количество холмов и препятствий; H_{xi} и $H_{\Pi i}$ – высоты холмов и препятствий; x_{xi} и $x_{\Pi i}$ – координаты расположения центра холмов и препятствий; σ_{xi} и $\sigma_{\Pi i}$ – характерная полуширина холмов или препятствий.



а – функция $z(x)$ на исследуемом участке движения длиной 100 м; б – фрагмент неровной поверхности в одинаковом масштабе по осям X и Z

Рис. 6. Пример опорной поверхности для моделирования работы торсионной подвески

Гауссовые пики распределялись по длине контрольного участка 100 м случайным образом по равномерному закону. При этом параметры H_i и σ_i также выбирались случайным образом по равномерному закону из интервалов: от 0 до 0,03 м для H_i и от 0,1 до 0,3 м для σ_i . Число гауссовых пиков, имитирующих холмы и препятствия, рассчитывалось в соответствии с таблицами параметров для различных типов дорожно-грунтовых условий.

Система уравнений поступательного (1) и вращательного (4) движения тел колесного модуля с торсионной подвеской представляет собой систему дифференциальных уравнений второго порядка.

В общем случае такие системы не имеют аналитического решения из-за сложного характера возмущающих функций, как в данном случае функция рельефа поверхности представляет собой линейную комбинацию аналитически-неинтегрируемых гауссовых функций. Поэтому для решения данной системы дифференциальных уравнений используется универсальный численный метод, слабо чувствительный к характеру интегрируемых функций, – метод Рунге-Кутты второго порядка. Метод широко используется для решения задач классической механики с высокой точностью.

Численное решение дифференциальных уравнений заключается в дискретизации времени t на равные шаги величиной Δt , которые нумеруются переменной τ . На каждом шаге интегрирования необходимо рассчитать силы для поступательного движения колеса, а также моменты для вращательного движения восьми тел. После этого по известным координатам и скоростям (либо угловым положениям и угловым скоростям) движения (либо вращения) тел для текущего шага интегрирования рассчитываются координаты и скорости (угловые положения и угловые скорости) тел для следующего шага интегрирования. Например, для произвольного тела вращения i численное интегрирование уравнений движения определенного тела в рамках рассматриваемого метода производится следующим образом:

$$\begin{cases} \varphi_{i\tau+1} = \varphi_{i\tau} + \omega_{i\tau} \cdot \Delta t + \frac{M_{i\tau}}{J_i} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}, \\ \omega_{i\tau+1} = \omega_{i\tau} + \frac{M_{i\tau}}{m} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (15)$$

где $\varphi_{i\tau}$ и $\omega_{i\tau}$ – угловое положение и угловая скорость тела с моментом инерции J_i на предыдущем шаге интегрирования по времени τ ; $\varphi_{i\tau+1}$ и $\omega_{i\tau+1}$ – то же, на последующем шаге интегрирования по времени $\tau + 1$. Аналогично, численное интегрирование выполняется для остальных тел вращения и для вертикально движущегося колеса.

В результате решения дифференциальных уравнений численным методом получают таблицу заданные функции зависимости от времени координаты центра колеса и угловых положений тел вращения. Эти функции анализируются далее для оценки эффективности многовальной торсионной подвески.

Для проведения компьютерных экспериментов и исследования работы торсионной подвески разработана «Программа для моделирования модульной торсионной подвески лесовозного автомобиля» (рис. 7).

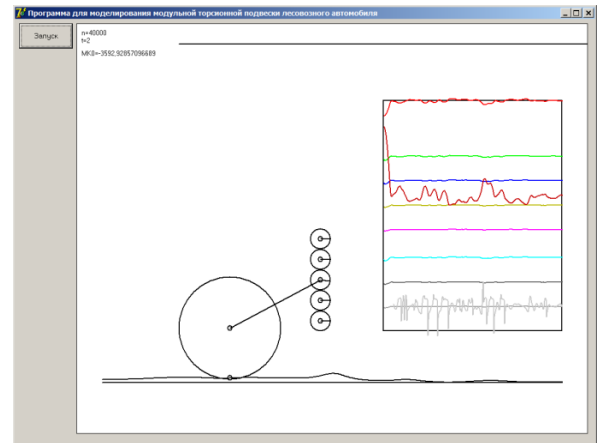


Рис. 7. Интерфейс вывода результатов имитационного моделирования

Программа предназначена для имитационного моделирования движения колеса лесовозного автомобиля по неровной опорной поверхности, связанного с многовальной торсионной подвеской с целью определения характера движения валов подвески, учета люфта, оценки динамической нагруженности подвески, сравнительного анализа одновальной и многовальной торсионной подвесок.

Программа позволяет выполнить имитационное моделирование движения колеса лесовозного автомобиля по неровной опорной поверхности с заданными параметрами неровностей; задание параметров торсионной подвески (инерционные параметры валов, коэффициенты вращательных жесткости и демпфирования); задание параметров лесовозного автомобиля, приведенных к колесу, и условий движения: нагрузки на колесо, скорости движения; вывод в процессе моделирования на экран и в файл на жестком диске компьютера графиков зависимости от времени угловых положений валов, момента на центральном вале, вертикальной координаты оси колеса (рис. 5).

Основные технические ограничения программы: шаг дискретизации опорной поверхности в направлении оси Ox не более 0,05 м; скорость движения лесовозного автомобиля по опорной поверхности не более 100 км/ч.

Разработанная модель является достаточно адекватной и позволяет изменять исследуемые параметры и контролировать эффективность работы подвески по многим критериям (рис. 8).

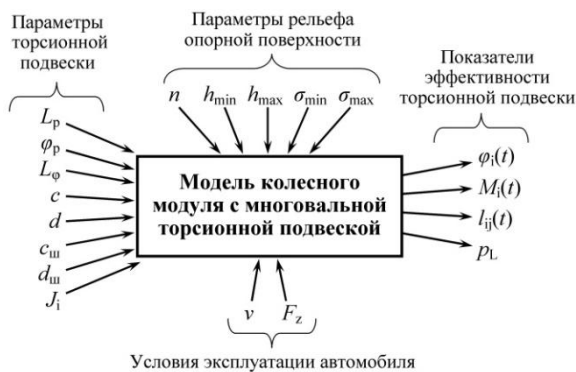


Рис. 8. Основные доступные к изменению параметры модели и показатели эффективности

Переменные модели включают в себя 3 группы входных и 1 группу выходных показателей. К первой группе входных переменных относятся параметры торсионной подвески: L_p – длина рычага подвески; φ_p – угол равновесного положения рычага подвески; L_φ – величина люфта между шестернями; c и d – коэффициенты крутильных жесткости и демпфирования для валов; $c_{ш}$ и $d_{ш}$ – коэффициенты крутильных жесткости и демпфирования для контактирующих шестерен; J_i – моменты инерции тел вращения.

Вторая группа переменных задает рельеф опорной поверхности: n – линейная плотность неровностей (количество неровностей на 1 км участка модельной неровной поверхности); h_{\min} и h_{\max} – минимальная и максимальная высоты неровностей: границы диапазона для выбора по равномерному закону распределения вероятности; σ_{\min} и σ_{\max} – минимальная и максимальная длины неровностей (т. е. границы диапазона для выбора по равномерному закону распределения вероятности).

Третья группа переменных связана с условиями эксплуатации лесовозного автомобиля: v – скорость движения лесовозного автомобиля; F_z – нагрузка, приходящаяся на колесо.

К показателям эффективности торсионной подвески относятся: $\varphi_i(t)$ – зависимость от времени углового положения i -го тела вращения; $M_i(t)$ – зависимость от времени крутящего момента, дейст-

вующего на i -е тело вращения; $l_{ij}(t)$ – функция люфта для пары шестерен i и j . Функция люфта равна 1, если шестерни находятся в плотном контакте (нет люфта), и равна 0, если шестерни не контактируют (есть люфт); p_L – вероятность люфта (определяется по функции люфта $l_{ij}(t)$ как отношение времени, в которое система находилась в люфтовом состоянии, к общему времени компьютерного эксперимента).

Результаты и обсуждение

Дальнейшее теоретическое исследование заключается в изменении некоторых входных параметров и наблюдении за реакцией показателей эффективности. Люфт в шестеренном соединении возникает при смене направления вращения одной шестерни относительно другой. Если многовальная торсионная подвеска нагружена и лесовозный автомобиль движется по относительно ровной дороге, то все шестеренные соединения испытывают прижимающий момент и не теряют контакт, то есть торсионная подвеска работает в безлюфтовом режиме.

Случаи с люфтом возникают, если колесный модуль недостаточно нагружен, особенно если нагрузка может перераспределяться на расположенные рядом другие колесные модули. Также люфт может возникать при движении по значительно неровной опорной поверхности. Проверка с помощью модели показала, что в обычных условиях эксплуатации лесовозного автомобиля (достаточно нагруженные подвески, средние скорости, достаточно ровная опорная поверхность) реализуется безлюфтовый режим. Поэтому многовальная торсионная подвеска по динамическим характеристикам должна быть идентична соответствующей одновальной подвеске, обладая, однако, большей компактностью. Если же многовальная подвеска недостаточно нагружена или лесовозный автомобиль движется с высокой скоростью по существенно неровной опорной поверхности, то могут часто проявляться случаи люфта. В таком режиме движения одновальная подвеска имеет преимущество перед многовальной.

В модели режим с люфтом можно получить, если уменьшить равновесное угловое положение рычага подвески, чтобы колесо не прижималось или слабо прижималось к опорной поверхности для данного колесного модуля. Второй способ реализа-

ции люфтового режима в модели заключается в движении по существенно неровной опорной поверхности.

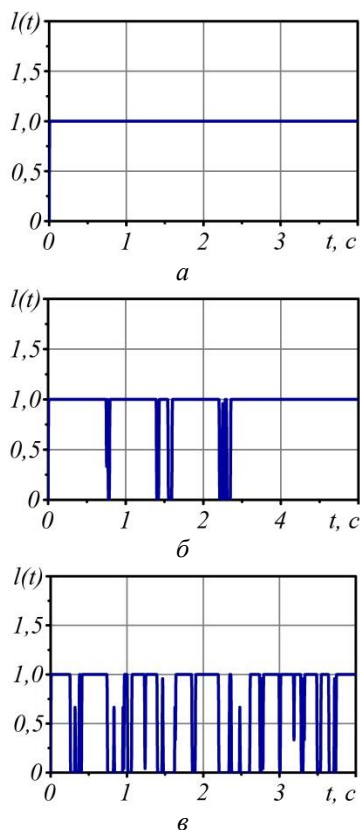


Рис. 9. Функции люфта $l(t)$ между шестернями 0 и 1, полученные в модели для случаев отсутствия люфта (а), редких случаев люфта (б), частых случаев люфта (в)

Разработанная модель позволила воспроизвести как безлюфтовые (рис. 9, а) режимы, так и режимы с редкими случаями люфта (рис. 9, б) и с частыми случаями люфта (рис. 9, в).

Для того чтобы проверить, как редкие единичные случаи люфта сказываются на динамическом поведении торсионной подвески, проведены два компьютерных эксперимента, в одном из которых угловую величину люфта L_ϕ задали равной 0° (без люфта), во втором равной 2° .

В процессе компьютерного эксперимента реализовались два случая люфта в интервале времени от 1 до 2 с (рис. 10, а). Несмотря на единичные случаи люфта, многовальный механизм проявлял динамическое поведение, практически идентичное безлюфтовому случаю (рис. 10, б). Различие функций $\varphi_0(t)$ наблюдалось только в моменты реализации случаев люфта (около 1,4 и 1,6 с), и после этого зависимость

$\varphi_0(t)$ возвращалась к базовому варианту. Таким образом, редкие единичные случаи люфта, которые могут возникать при недостаточно нагруженных колесных модулях или при движении с высокой скоростью по значительно неровной поверхности, не приводят к практически значимому отличию в динамическом поведении механизма подвески.

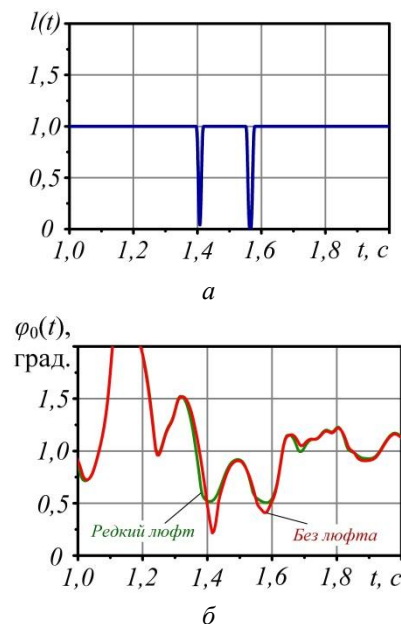


Рис. 10. Для случая редкого люфта (а) зависимость углового положения шестерни 0 $\varphi_0(t)$ практически одинакова для случая редкого люфта и без люфта (б)

Для воспроизведения и исследования режима частых случаев люфта (рис. 9, в) проведена серия компьютерных экспериментов, в которой варьировали угол равновесного положения рычага подвески на уровнях 25, 27, 28, 29, 30, 30,5, 31, 31,5, 32, 33°. Обнаружено, что вероятность появления люфта снижается по сигмоидальному закону с увеличением равновесного углового положения рычага подвески, и, следовательно, с увеличением усилия прижатия колеса к поверхности (рис. 11, а).

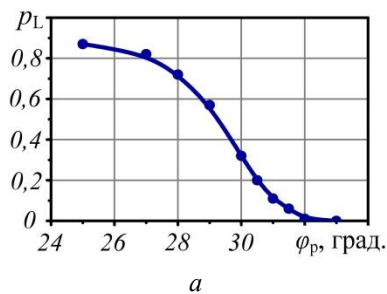


Рис. 11

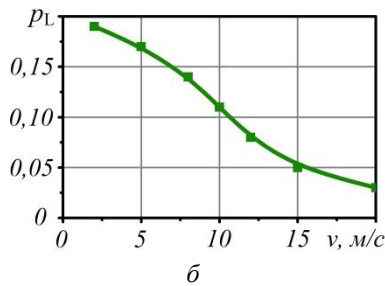


Рис. 11 (окончание). Зависимости вероятности люфта p_L от угла φ_p равновесного положения рычага подвески (скорость движения 10 м/с) – а и вероятности люфта p_L от скорости v движения лесовозного автомобиля (угол равновесного положения рычага подвески 31°) – б

Необходимо заметить, что сильный рост вероятности люфта (от 0,0 до 0,85) происходит в узком угловом диапазоне угла φ_p (от 26 до 32°). Поэтому, чтобы исключить появление режима частых случаев люфта, необходимо, чтобы при эксплуатации диапазон изменения углов рычага торсионной подвески был гарантированно выше уровня появления люфта 32° .

Для исследования влияния скорости движения лесовозного автомобиля на вероятность появления люфта проведена серия компьютерных экспериментов, в которой скорости придавали значения 2, 5, 8, 10, 12, 15, 20 м/с. При этом равновесный угол рычага подвески составлял 31° и был ниже критического уровня 32° появления случаев люфта. Обнаружено, что вероятность появления люфта убывает с повышением скорости по S-образной зависимости (рис. 11, б). Такая зависимость объясняется тем, что с увеличением скорости движения по неровной поверхности колесо (ведомое) на рычажной подвеске все сильнее прижимается к корпусу лесовозного автомобиля набегающими неровностями опорной поверхности. Поэтому шестерни лучше прижимаются друг к другу, несмотря на интенсивное вращение, и вероятность случаев люфта снижается.

Выводы

Совершенство конструкции подвески лесовозного автомобиля имеет первостепенное значение, так как она оказывает большое влияние на тягово-скоростные свойства, проходимость, топливную экономичность, безотказность, долговечность и безопасность лесовозного автомобиля.

Проверка с помощью имитационной модели показала, что в обычных условиях эксплуатации лесовозного автомобиля (достаточно нагруженные подвески, средние скорости, относительно ровная опорная поверхность) реализуется безлюфтовый режим. Поэтому многовальная торсионная подвеска по динамическим характеристикам должна быть идентична соответствующей одновальной подвеске, обладая, однако, большей компактностью. Если многовальная подвеска недостаточно нагружена, или лесовозный автомобиль движется с высокой скоростью по существенно неровной опорной поверхности, то могут часто проявляться случаи люфта. В таком режиме движения одновальная подвеска имеет преимущество перед многовальной.

Редкие единичные случаи люфта, которые могут возникать при недостаточно нагруженных колесных модулях или при движении с высокой скоростью по существенно неровной поверхности, не приводят к значимому отличию в динамическом поведении механизма подвески. Сильный рост вероятности люфта (от 0 до 0,85) происходит в узком угловом диапазоне угла φ_p (от 26 до 32°). Поэтому, чтобы исключить появление режима частых случаев люфта, необходимо, чтобы при эксплуатации диапазон изменения углов рычага торсионной подвески был гарантированно выше уровня появления люфта 32° . С увеличением скорости движения по неровной поверхности колесо (ведомое) на рычажной подвеске все сильнее прижимается к корпусу лесовозного автомобиля набегающими неровностями опорной поверхности. Поэтому шестерни лучше прижимаются друг к другу, несмотря на интенсивное вращение, и вероятность случаев люфта снижается.

Таким образом, в рамках проведенного исследования установлено, что в обычных условиях эксплуатации лесовозного автомобиля многовальная торсионная подвеска не уступает одновальной по динамическому поведению механизма, являясь более компактной. Режим редкого люфта также практически не ухудшает динамические свойства многовальной торсионной подвески по сравнению с одновальной. Изучение режима частого люфта позволило сформулировать рекомендации по выбору свободного угла рычага подвески и убедиться, что с увеличением скорости вероятность люфта уменьшается.

Библиографический список

1. Вывозка леса автопоездами. Техника. Технология. Организация / И. Р. Шегельман, В. И. Скрыпник, А. В. Кузнецов, А. В. Пладов. – Санкт-Петербург : ПРОФИКС, 2008. – 304 с.
2. Dynamics analysis and design methodology of roll-resistant hydraulically interconnected suspensions for tri-axle straight trucks / Fei Ding, Nong Zhang, Jie Liu, Yu Han // *Journal of the Franklin Institute* // Volume 353, Issue 13, November 2016, Article ID 36805538200, pp. 4620–4651. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2016.08.016.
3. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension / M. M. Moheyldein, Ali M. Abd-El-Tawwab, K. A. Abd El-gwwad, M. M. M. Salem // *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, Volume 7, Issue 4, December 2018, Article ID 57200857935, pp. 525–534. DOI: 10.1016/j.bjbas.2018.06.004.
4. Anubi O. M. A new variable stiffness suspension system: passive case / O. M. Anubi, D. R. Patel, C. D. Crane // *Mechanical Sciences*, 4, 2013, pp. 139–151. DOI: 10.5194/ms-4-139-2013.
5. Gokul Prasad S. A conterporary adaptive air suspension using LQR control for passenger vehicles / S. Gokul Prasad, K. Malar Mohan // *ISA Transactions* (2019), Article ID 57207116539, 11 p. DOI: 10.1016/j.isatra.2019.02.031.
6. Miss Adhav Madhuri Vilas. Modal analysis and investigation of torsion bar strength based on layer orientation angle using composite material / Miss Adhav Madhuri Vilas, D. S. Galhe, Mishra Hredaya // *International Journal for Research in Applied Science Engineering Technology (IJRASET)*, Volume 6, Issue VII, July 2018, 16 p. DOI: 10.22214/ijraset.2018.7002.
7. Посметьев, В. И. Перспективы использования колесных модулей в грузовых автомобилях / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // *Строительные и дорожные машины*. – 2018. – № 10. – С. 37–43.
8. Патент на изобретение № 2676828 РФ, МПК В60G 11/18, В60К 7/00. Торсионная подвеска транспортного средства / В. О. Никонов ; заявитель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г. Ф. Морозова. – № 2018124729 ; заявл. 05.07.2018 ; опубл. 11.01.2019.
9. Советов, Б. Я. Моделирование систем : учеб.пособие / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев – Москва : Высш. шк., 1998. – 319 с.
10. Грановский, В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях: учеб. пособие / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. – 288 с.
11. Горский, В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики): учеб. пособие / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер, А. М. Талалай. – Москва : Металлургия, 1978. – 288 с.
12. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений : учеб.пособие / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский – Москва : Наука, 1976. – 279 с.

References

1. Shegelman I. R., Skripnik V. I., Kuznecov A. V., Pladov A. V. *Vivozka lesa avtopoezdami. Tehnika. Tehnologiya. Organizaciya* [Removal of the wood by road trains. Equipment.Technology.Organization].Saint-Petersburg, 2008, 304 p. (In Russian).
2. Fei Ding, Nong Zhang, Jie Liu, Yu Han. Dynamics analysis and design methodology of roll-resistant hydraulically interconnected suspensions for tri-axle straight trucks, *Journal of the Franklin Institute*, Volume 353, Issue 13, November 2016, Article ID 36805538200, pp. 4620–4651 ; doi : 10.1016/j.jfranklin.2016.08.016.
3. Moheyldein M. M., Abd-El-Tawwab Ali M., Abd El-gwwad K. A., Salem M. M. M. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension, *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences*, Volume 7, Issue 4, December 2018, Article ID 57200857935, pp. 525–534 ; doi : 10.1016/j.bjbas.2018.06.004.
4. Anubi O. M., Patel D. R., Crane C. D. A new variable stiffness suspension system: passive case, *Mechanical Sciences*, 4, 2013, pp. 139–151 ;doi : 10.5194/ms-4-139-2013.

5. Gokul Prasad S., Malar Mohan K. A contemporary adaptive air suspension using LQR control for passenger vehicles, ISA Transactions (2019), Article ID 57207116539, 11 p. ; doi : 10.1016/j.isatra.2019.02.031.
6. Miss Adhav Madhuri Vilas, Galhe D. S., Hredaya Mishra. Modal analysis and investigation of torsion bar strength based on layer orientation angle using composite material, International Journal for Research in Applied Science Engineering Technology (IJRASET), Volume 6, Issue VII, July 2018, 16 pages ; doi : 10.22214/ijraset.2018.7002.
7. Posmetev V. I., Nikonov V. O. *Perspektivi ispolzovaniya kolesnih modulei v gruzovih avtomobilyah* [Prospects for the use of wheel modules in trucks]. *Stroitelnie i dorojnie mashini* [Construction and road machines], 2018. № 10. p. 37-43.(In Russian).
8. Nikonov V. O. *Patent naizobrenenie* [Patent for invention], № 2676828 of the Russian Federation, IPC B60G 11/18, B60K 7/00. *Torsionnaya podveska transportnogo sredstva* [Torsion vehicle suspension], applicant FGBOU IN VGLTU named after G. F. Morozov. № 2018124729; declare 07.05.2018; publ. 11.01.2019.
9. Sovetov B. Ya., Yakovlev S. A. *Modelirovanie system* [Modeling systems]. M.: High School, 1998. 319 p. (In Russian).
10. Granovskii V. A., Siraya T. N. *Metodi obrabotki eksperimentalnih danih pri izmereniyah* [Methods for processing experimental data in measurements]. L.: Energoatomizdat. Leningr. Otd-ie, 1990. 288 p.(In Russian).
11. Gorskii V. G., Adler Yu. P., Talalai A. M. *Planirovanie promishlennih eksperimentov (modeli dinamiki)* [Planning of industrial experiments (dynamics models)]. M.: Metallurgy, 1978. 288 p.(In Russian).
12. Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskii Yu. V. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnih reshenii* [Planning an experiment when searching for optimal solutions]. M. : Science, 1976. 279 p.(In Russian).

Сведения об авторах

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

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

Зеликов Владимир Анатольевич – заведующий кафедрой организации перевозок и безопасности движения ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», доктор технических наук, доцент, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.

Сизьмин Игорь Валерьевич – магистр кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: igorsizmin96@gmail.com.

Information about authors

Posmetev Valerii Ivanovich – Professor of 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 – Associate Professor of 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.

Zelikov Vladimir Anatolevich – head of transportation and traffic safety department, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.

Sizmin Igor Valerevich – master of 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: igorsizmin96@gmail.com.