

УДК 629.015

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-6-914-930>

EDN: FHKCQK



ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АЛГОРИТМА ИМПУЛЬСНОГО ПОДАВЛЕНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ МЕТОДАМИ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

А.В. Климов^{1,2}¹ООО «Инновационный центр КАМАЗ»,
г. Москва, Россия²Московский политехнический университет,
г. Москва, Россия
klimmanen@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Актуальность. При движении транспортного средства могут возникать режимы, сопровождающиеся повышенным скольжением колеса с отрицательным вязким трением, характеризуемым снижением силы трения при росте скорости скольжения. В данных случаях может возникать потеря устойчивости, влекущая за собой возбуждение автоколебательных явлений в электромеханической системе (дорога-колесо-механический привод-электродвигатель). Зарождение данного процесса резко повышает динамическую нагруженность системы, что может привести к выходу её из строя, поломке. Вследствие этого разработка методов подавления автоколебательных явлений считается актуальной задачей.

Цель исследования. Проверка работоспособности и эффективности метода подавления автоколебаний в электромеханической системе привода колеса при торможении транспортного средства.

Материалы и методы. С помощью анализа функции Ляпунова для электромеханической системы привода колеса обоснован метод подавления автоколебательных явлений. Исследование же работоспособности алгоритма выполнено с применением программного комплекса Matlab Simulink.

Результаты исследования. Доказана методами имитационного математического моделирования работоспособность и эффективность алгоритма, что позволяет в дальнейшем его использовать при разработке систем управления движением. В случае торможения транспортного средства, оснащённого антиблокировочной системой с функцией подавления автоколебаний на скользком опорном основании, наблюдается снижение амплитуд колебаний угловых скоростей колёс на 80% и тормозных моментов на 96%. При торможении данного транспортного средства на опорном основании с высоким коэффициентом сцепления амплитуды снижаются на 98% по угловым скоростям и на 81% по крутящим моментам. При имитационном моделировании динамики торможения транспортного средства на опорном основании с низкими сцепными свойствами также показано, что в данных случаях манёвр уклонения удаётся совершить, это свидетельствует о повышении управляемости и активной безопасности машины.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в возможности использования разработанного алгоритма подавления автоколебаний при практическом применении в составе систем управления транспортным средством. Разработанный алгоритм может быть использован на транспортных средствах различного класса, оснащённых индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колёс.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автоколебания, отрицательное затухание колебаний, отрицательное вязкое трение, скольжение, шина, функция Ляпунова, демпфирование колебаний, импульсное подавление колебаний

Статья поступила в редакцию 03.10.2024; одобрена после рецензирования 26.11.2024; принята к публикации 16.12.2024.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

© Климов А.В., 2024



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Для цитирования: Климов А.В. Исследование работоспособности алгоритма импульсного подавления автоколебательных явлений в электромеханической системе тягового электрического привода в тормозном режиме методами имитационного моделирования // Вестник СибАДИ. 2024. Т. 21, №. С. 914-930. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-6-914-930>

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-6-914-930>

EDN: FHKCQK

ALGORITHM PERFORMANCE STUDY OF IMPULSE SUPPRESSION OF AUTO-OSCILLATION PHENOMENA IN THE ELECTROMECHANICAL SYSTEM OF ELECTRIC TRACTION DRIVE IN BRAKING MODE BY METHODS OF SIMULATION MODELING

Alexander V. Klimov^{1,2}

¹ООО «KAMAZ Innovation Center»,
Moscow, Russia

²Moscow Polytechnic University,
Moscow, Russia
klimmanen@mail.ru

ABSTRACT

Research relevance. Modes accompanied by increased sliding of a wheel with negative viscous friction, characterized by reduction of friction force at growth of sliding speed, can arise at the movement of the vehicle. In these cases, a loss of stability may occur, resulting in the excitation of auto-oscillation phenomena in the electromechanical system (road-wheel-mechanical drive-electric motor). The emergence of this process sharply increases the dynamic load of the system, which can lead to its failure or breakdown. As a consequence, the development of suppression methods of auto-oscillation phenomena is considered to be an urgent task.

Purpose of the research. Verification of operability and efficiency of the suppression method of auto oscillations in the electromechanical system of wheel drive during braking of the vehicle.

Materials and Methods. With the help of Lyapunov' function analysis for the electromechanical system of wheel drive the suppression method of auto oscillation phenomena is substantiated. The study of the algorithm performance has been carried out with the use of MATLAB Simulink program complex.

Research results. The operability and efficiency of the algorithm is proved by methods of simulation mathematical modeling, which allows its further use in the development of traffic control systems. In case of braking of the vehicle equipped with antilock braking system with the function of suppression of auto oscillations on a slippery support base the reduction of amplitudes oscillation of angular velocities of wheels by 80% and braking moments by 96% is observed. When this vehicle is braked on a high adhesion base, the amplitudes are reduced by 98% in angular velocities and 81% in torques. In simulation modeling of vehicle braking dynamics on a support base with low adhesion properties it has also been shown that in these cases the evasive maneuver can be performed, which indicates on the increase in controllability and active safety of the vehicle.

Conclusion. The practical value of the study lies in the possibility of using the developed algorithm for suppressing auto oscillations in practical application as part of vehicle control systems. The developed algorithm can be used on vehicles of different classes equipped with individual traction electric drive of driving wheels.

KEYWORDS: auto oscillations, negative oscillation damping, negative viscous friction, sliding, tire, Lyapunov function, oscillation damping, impulse oscillation suppression

The article was submitted: 03.10.2024 approved after reviewing: 26.11.2024; accepted for publication: 16.12.2024.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

© Klimov A.V., 2024



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

For citation. Klimov A.V. Algorithm performance study pulse suppression of auto-oscillation phenomena in the electromechanical system of the electric traction drive in braking mode electric traction drive system in braking mode by methods of simulation modeling. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2024; 21 (6): 914-930. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-6-914-930>

ВВЕДЕНИЕ

На надёжность и эффективность выполнения транспортной работы оказывает непосредственное влияние характер процессов, протекающих в зоне контакта колеса с дорогой. В случае контактного взаимодействия двух тел в ряде случаев возникают колебательные процессы, представляющие собой колебания частей тел относительно друг друга [1].

Контактное взаимодействие эластичной шины с дорогой характеризуется трением. Характер трения в зоне контакта оказывает непосредственное влияние как на безопасность движения колёсных транспортных средств [2, 3, 4, 5, 6], так и на их эффективность.

Для автомобильного транспорта издавна была известна проблема возникновения автоколебаний управляемых колёс, которая успешно решена путём оптимального пространственного положения осей поворота колёс с целью создания стабилизирующих крутящих моментов.

В работе [1] рассмотрено возникновение автоколебаний в период рабочего торможения автомобиля при блокировке колёс в случае их скольжения при снижении силы трения, приведены аналитические выражения, показывающие, какие параметры необходимо менять для снижения амплитуды автоколебаний. В данной работе не рассмотрен режим движения в период работы антиблокировочной системы при свободном и ведущем режиме качения колеса. Другие условия движения, при которых может возникать повышенное скольжение при снижении силы трения, не рассматривались.

В работах [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13] исследуются процессы, происходящие в зоне контакта эластичного колеса с опорным основанием в тормозном режиме работы, в том числе при функционировании антиблокировочной системы и свободном качении колеса, появление колебательных явлений и их влияние на устойчивость движения, появление вибраций и шумовых эффектов; однако процесс возбуждения автоколебаний не рассматривается.

В работе [14] представлены условия возникновения автоколебательных процессов в зоне взаимодействия эластичной шины с твёрдым опорным основанием при трёх режимах качения колеса: тяговом, ведомом и тормозном. Указано, что возникновение автоколе-

баний может быть диагностическим признаком потери сцепления колеса, позволяющим системам активной безопасности среагировать на потерю сцепления заранее. Однако в работе не рассматривается влияние на привод, не учитываются особенности самого электропривода, и не приводятся методы подавления автоколебательных явлений при их зарождении. Также не поставлены вопросы возникновения колебательных явлений при совместной работе систем торможения и привода.

В целом вопросы возбуждения автоколебаний для различных режимов качения колеса с учётом свойств электромеханического привода, в том числе при комплексной работе тягового привода и тормозной системы для колёсных транспортных средств, изучены слабо.

В трансмиссиях автомобилей имеется значительное количество трущихся элементов, а также непосредственных фрикционных узлов, элементы приводов имеют упругие связи и зазоры в зацеплениях, что может приводить к повышению динамической нагруженности из-за возбуждения колебательных явлений [15, 16].

В работе [17] рассматриваются методы динамической нагруженности силовых передач с фрикционными элементами на основе совершенствования модельных свойств с использованием выбора характеристик упруго-фрикционного гасителя крутильных колебаний. Однако не учитываются условия и факт возникновения автоколебательных явлений в трансмиссиях из-за нелинейных свойств характеристики трения в элементах, зазоров в зацеплении, упругости связей. В работе [18] исследованы особенности влияния параметров элементов и узлов трансмиссии автомобиля на уровень фрикционных автоколебаний, даны рекомендации по уменьшению склонности трансмиссии к фрикционным автоколебаниям, изучен процесс зарождения автоколебаний при трогании с места. В работе [19] изучены условия возникновения автоколебаний при переключении передач в механических трансмиссиях с увеличенным количеством передач со сближенными передаточными числами. Рассматривается метод уменьшения автоколебаний тормозных механизмов при подаче сжатого воздуха в зону пары трения.

Использование при транспортных операциях аккумуляторных колёсных транспортных средств приобретает всё большую долю. Из таковых можно выделить электробусы большого класса, осуществляющие пассажирские перевозки. Данные транспортные средства оснащены перезаряжаемой системой хранения электрической энергии (тяговой аккумуляторной батареей) и тяговым электрическим приводом ведущих колёс.

Для данных машин остро стоит вопрос по максимизации их энергоэффективности, поскольку потребители постоянно усиливают свои требования к данному эксплуатационному свойству, что выражается в увеличении запаса хода на одной зарядке перезаряжаемой системе хранения электрической энергии. Эксплуатирующие организации и потребители все больше ужесточают свои требования к дальности хода. Поэтому первоочередная задача разработчиков – снизить потери энергии в силовых установках, приводах и прочих вспомогательных системах. Значительные потери наблюдаются в тяговом электрическом приводе ведущих колёс.

Поэтому разработчикам необходимо постоянно решать задачу по увеличению запаса хода как за счёт применения компонентов и систем с меньшими потерями энергии, так и применением алгоритмов управления, позволяющими наиболее эффективно их эксплуатировать.

Автоколебательные явления в зоне взаимодействия колеса с грунтом при повышенном или полном скольжении для тракторного автопоезда приводят к галопированию, рысканию из-за вертикальных и продольных колебательных перемещений центров колёс [20]. Условия возникновения колебательных процессов в контакте пневматической шины с грунтом зависят от нормальной нагрузки на шину, скорости её изменения и жёсткости.

Особый интерес представляет превентивное распознавание процесса зарождения автоколебаний на ранней стадии с целью исключения потери устойчивости движения и недопущения повышения динамической нагрузки привода, по крайней мере, нужно свести к минимуму его последствия в особенности в случае работы систем активной безопасности.

В основном при торможении возникновения колебательных явлений в системах транспортной машины рассматривают либо как побочное явление, либо как диагностический признак повышенного скольжения, провоци-

рующего блокировку колёс. Однако классические системы АБС допускают начальную блокировку колеса, то есть работают после возникновения опасного явления, борясь с его последствиями. При блокировке колеса может произойти занос, в особенности при выполнении торможения, совмещённого с манёвром. Использование же этого признака позволяет улучшить работу системы АБС, исключив явление блокировки, не допуская его.

Для этого необходимо исследовать возможность зарождения автоколебаний, их причины, условия и места возникновения. Это можно сделать методами анализа системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс торможения, подтвердив выводы методами экспериментальных исследований торможения.

Целью исследования является разработка алгоритма управления, позволяющего подавлять автоколебательные явления, а также проверка его работоспособности и эффективности с помощью методов имитационного моделирования и экспериментальных исследований.

Метод импульсного подавления автоколебательного процесса в тяговом электроприводе при электродинамическом торможении

В работах [21, 22, 23, 24, 25] показано, что для электромеханической системы привода ведущих колёс транспортного средства автоколебательные явления могут возникать для поступательного движения подрессоренных масс, колёс, катящихся как в ведущем, так и в тормозном режиме, а также для их вращательного движения. Процесс зарождения автоколебательных процессов провоцируется повышенным скольжением колеса по опорному основанию. При этом рабочая точка электромеханической системы находится на падающем участке характеристики сопротивления движению, которому свойственно снижение силы трения при росте скорости скольжения, что не позволяет рассеивать энергию колебаний, поступающую в систему [26].

Расчётная схема системы с тремя степенями свободы взаимодействия эластичного колеса с твёрдым опорным основанием приведена на рисунке 1, б и описывается системой дифференциальных уравнений (1) [26], в которой движения каждого тела системы описываются двумя уравнениями. Для поступательного движения тел 1, 2 $\dot{x}_i = v$, $\dot{v}_i = a_i$, для вращательного движения тела 6, 7 $\dot{\varphi}_i = \omega_i$, $\dot{\omega}_i = \varepsilon_i$.

При качественном анализе на предмет возбуждения автоколебательных явлений для каждого конкретного вида движения тел системы (см. рисунок 1, б) по дифференциальным уравнениям, описывающим это движение, воспользуемся критерием Бендиксона

$$Q = \frac{\partial f_1}{\partial x_1} + \frac{\partial f_2}{\partial v_1} \equiv 0 \quad \text{или} \quad Q = \frac{\partial f_1}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial f_2}{\partial \omega_1} \equiv 0$$

с использованием диагностического признака

$$L = \frac{1}{16} \frac{\partial^3 f}{\partial y^3} + \frac{1}{16\omega} \frac{\partial^2 f}{\partial y^2}$$

Для поступательного движения кузова и колеса $f_1 = \dot{x}_i$, $f_2 = \dot{v}_i$, для вращательного движения вала ротора электродвигателя и колеса $f_1 = \dot{\varphi}_i$, $f_2 = \dot{\omega}_i$.

При торможении электрифицированных транспортных средств возможен режим электродинамического торможения при применении электропривода, с задействованием рабочей тормозной системы ($M_t=0$), рекуперативном торможении ($M_k=0$) и комплексного торможения с использованием двух систем.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = V_1 \\ \dot{V}_1 = \frac{c}{M}(-x_1 + x_2) \\ \dot{x}_2 = V_2 \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m}(-F + cx_1 - cx_2) \\ \dot{\varphi}_k = \omega_k \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k}[-c_m(\varphi_m - \varphi_k) + Fr_k - M_t U_{тр} - M_k] \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m}[c_m(\varphi_m - \varphi_k) - M_t] \end{array} \right. \quad (1)$$

Исходя из анализа поведения критерия Бендиксона Q , автоколебания характерны для поступательного движения несущей системы машины ($Q=0$), что выражается в рывках и толчках, а также для вращательного движения вала ротора приводного двигателя ($Q=0$), что может проявляться в колебаниях потребляемого приводом тока.

Для поступательного движения колеса функция Q для режима частичного скольжения при рекуперативном, рабочем и комплексном торможении имеет вид

$$\frac{\partial f_1}{\partial \varphi_k} = 0.$$

Для рекуперативного торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial v_2} = \frac{2F_z \omega_k r_k}{m v_2^2} \mu_p \left[\frac{1}{s_p} + 2s_p \left(1 - \frac{\omega_k r_k}{v_2} \right) \right] > 0.$$

Для рабочего торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial v_2} = \frac{2F_z \omega_k r_k}{m v_2^2} \mu_p \left[\frac{1}{s_p} + 2s_p \left(1 - \frac{\omega_k r_k}{v_2} \right) \right] > 0.$$

Для комплексного торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial v_2} = \frac{2F_z \omega_k r_k}{m v_2^2} \mu_p \left[\frac{1}{s_p} + 2s_p \left(1 - \frac{\omega_k r_k}{v_2} \right) \right] > 0.$$

Для всех случаев торможения $Q > 0$.

Так как функция Q знакопостоянна, автоколебания в зоне взаимодействия для поступательного движения колеса в данном случае невозможны.

Для вращательного движения колеса при торможении с частичным скольжением функция Q принимает вид

$$\frac{\partial f_1}{\partial \varphi_k} = 0.$$

Для рекуперативного торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial \omega_k} = \frac{1}{J_k} \left[2F_z r_k s_p \mu_p \left(2 \left(\frac{v - \omega r_k}{v} \right) \left(-\frac{r_k}{v} \right) + \left(-\frac{r_k}{v s_p^2} \right) \right) - (k - 2g_5 \omega_k + 4g_6 \omega_k^4) \right];$$

Для рабочего торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial \omega_k} = \frac{1}{J_k} \left[2F_z r_k s_p \mu_p \left(2 \left(\frac{v - \omega r_k}{v} \right) \left(-\frac{r_k}{v} \right) + \left(-\frac{r_k}{v s_p^2} \right) \right) - (k - 2g_3 \omega_k + 4g_4 \omega_k^4) \right].$$

Для комплексного торможения

$$\frac{\partial f_2}{\partial \omega_k} = \frac{1}{J_k} \left[2F_z r_k s_p \mu_p \left(2 \left(\frac{v - \omega r_k}{v} \right) \left(-\frac{r_k}{v} \right) + \left(-\frac{r_k}{v s_p^2} \right) \right) - (k - 2g_5 \omega_k + 5g_5 \omega_k^4) - (k - 2g_5 \omega_k + 5g_6 \omega_k^4) \right].$$

В этих случаях функция Q является знакопеременной, что указывает на возможность возникновения автоколебаний.

Для рекуперативного торможения

$$L = -\frac{1}{J_k} \left\{ \frac{3}{2} k g_6 \omega_k \right\} + \frac{1}{\omega_k J_k} \left\{ -\frac{1}{8} F_z r_k s_p \mu_p \frac{2r_k^2}{v^2} + \frac{1}{8} k g_5 - \frac{3}{4} k g_6 \omega_k^2 \right\} < 0.$$

Для рабочего торможения

$$L = -\frac{1}{J_k} \left\{ \frac{3}{2} k g_6 \omega_k \right\} + \frac{1}{\omega_k J_k} \left\{ -\frac{1}{8} F_z r_k s_p \mu_p \frac{2r_k^2}{v^2} + \frac{1}{8} k g_3 - \frac{3}{4} k g_4 \omega_k^2 \right\} < 0.$$

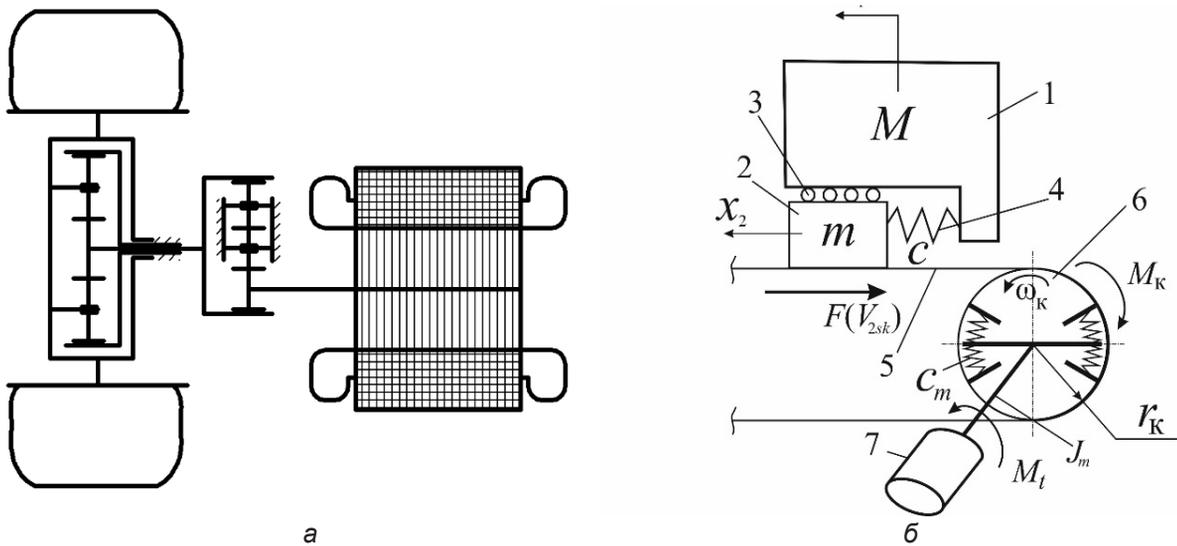


Рисунок 1 – Схема привода (а) и схема взаимодействия эластичного колеса с твёрдым опорным основанием (б):

- 1 – масса M поддресоренных частей автомобиля, приходящаяся на колесо;
 - 2 – масса m колеса; 3 – ролики; 4 – пружина; 5 – опорное основание; 6 – вращающееся колесо;
 - 7 – тяговый электродвигатель (далее, ТЭД); c – жёсткость пружины;
 - x_1, x_2 – продольные перемещения масс 1 и 2 соответственно;
 - $F(v_{2sk})$ – сила трения, зависящая от скорости v_{2sk} скольжения колеса относительно опорного основания;
 - ω_k – угловая скорость вращения колеса; r_k – расстояние от центра колеса до опорного основания;
 - M_t – тормозной момент, развиваемый тяговым электродвигателем;
 - c_m – угловая «электромагнитная жёсткость» тягового синхронного электродвигателя с постоянными магнитами;
 - J_m – момент инерции вращающихся частей электродвигателя, приведённый к ротору;
 - M_k – тормозной момент, развиваемый колёсным тормозным механизмом
- Источник: составлено автором.

Figure 1 – Drive scheme (a) and scheme of interaction of an elastic wheel with a solid support base

- (b): 1 – mass M of the vehicle's under sprung parts per wheel;
 - 2 – mass of the wheel (m); 3 – rollers; 4 – spring; 5 – support base; 6 – rotating wheel;
 - 7 – traction electric motor (hereinafter, TEM); c – spring stiffness;
 - x_1, x_2 – longitudinal displacements of masses 1 and 2 respectively;
 - $F(v_{2sk})$ – friction force depending on the velocity v_{2sk} of the wheel sliding relatively to the support base;
 - ω_k – angular velocity of wheel rotation; r_k – distance from the wheel center to the support base;
 - M_t – braking torque developed by traction electric motor;
 - c_m – angular “electromagnetic stiffness” of traction synchronous electric motor with permanent magnets;
 - J_m – inertia moment of electric motor rotating parts, led to the rotor;
 - M_k – braking torque developed by the wheel braking mechanism.
- Source: compiled by the author.

Для комплексного торможения

$$L = -\frac{3}{2J_k} \{k g_4 \omega_k + k g_6 \omega_k\} +$$

$$+ \frac{1}{\omega_k J_k} \left\{ -\frac{1}{8} F_z r_k s_p \mu_p \frac{2r_k^2}{v^2} + \frac{1}{8} k g_3 - \right.$$

$$\left. -\frac{3}{4} k g_4 \omega_k^2 + \frac{1}{8} k g_5 - \frac{3}{4} k g_6 \omega_k^2 \right\} < 0.$$

Имеем «мягкий» режим возбуждения автоколебаний. Такой режим нагружения трансмиссии является опасным, т.к. при интенсивном торможении амплитуды автоколебаний

резко увеличиваются, что может привести к «дёрганию» автомобиля в продольном направлении, к поломкам зубьев трансмиссионных агрегатов, карданных валов, шарниров и полуосей. Поэтому при интенсивном торможении при высоких начальных скоростях во избежание поломок необходимо снижать общий тормозной момент, например, за счёт снижения рекуперативного момента тягового электродвигателя.

При полном скольжении колеса система дифференциальных уравнений принимает вид (2):

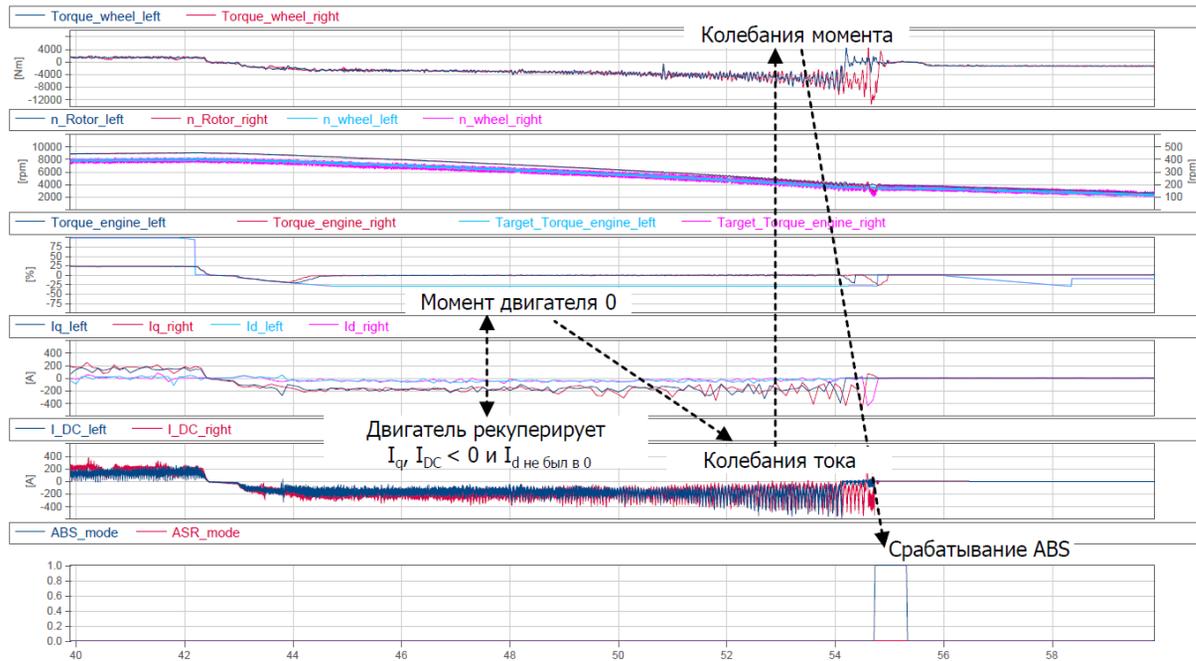


Рисунок 2 – Процесс торможения на мокром опорном основании
Источник: составлено автором.

Figure 2 – Braking process on a wet support base
Source: compiled by the author.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = V_1 \\ \dot{V}_1 = \frac{c}{M}(-x_1 + x_2) \\ x_2 = V_2 \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m}(-F + cx_1 - cx_2) \end{cases} \quad (2)$$

В данном случае функция Q знакопеременна, а диагностический критерий $L = \frac{1}{c} \left(-\frac{6k}{m} g_1 + \frac{60k}{m} V_{2sk}^2 \right) + \frac{1}{16\omega} \left(-\frac{6k}{m} g_1 V_{2sk} + \frac{20k}{m} V_{2sk}^3 \right) > 0$. Таким образом, имеем «жёсткий» режим возникновения автоколебаний.

Данные явления возбуждаются вследствие снижения силы трения при увеличении скорости скольжения колеса относительно опорного основания, сопровождаемого ростом амплитуды колебаний, и к возникновению явления отрицательного демпфирования, при котором колебания не затухают. Внешне эти процессы проявляются возникновением рывков и вибраций. Такие процессы передаются на вал ротора электродвигателя. Как правило, современные тяговые электрические двигатели имеют внешнюю механическую характеристику высокой жёсткости и лишены конструктивных элементов, демпфирующих колебания угловой скорости крутящего момента на валу ротора. Эти их особенности в сочетании с уменьшающейся силой трения при росте скорости сколь-

жения колеса способствуют зарождению колебательных явлений в силовом приводе.

Автоколебания в электромеханическом приводе могут возникать в тех случаях, когда в механическом приводе их нет. Но всё же возможность электропривода обеспечивать прямое управление моментом позволяет обеспечить их демпфирование и исключить их, хотя в этих условиях для механического привода они будут возбуждаться.

При натуральных исследованиях, связанных с интенсивным комплексным торможением электробуса большой вместимости на скользком опорном основании (рисунок 2).

Наблюдается зарождение автоколебательных явлений по крутящим моментам при повышенном скольжении колёс (см. рисунок 2).

Процесс зарождения автоколебательных явлений можно представить как потерю устойчивости движения в данной электромеханической системе [27]. Рассмотрим поступательное перемещение кузова, на котором автоколебания сказываются в виде толчков, рывков и вращательного движения ротора двигателя (см. рисунок 1), для которых свойственно возбуждение автоколебаний в процессе комплексного торможения.

Дифференциальные уравнения движения рассматриваемой системы для этих фазовых переменных имеют вид

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = V_1 \\ \dot{V}_1 = -\frac{c}{M}(x_1 - x_2) \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m}[c_m(\varphi_m - \varphi_k) - M_t + K_w \omega_k] \end{cases} \quad (3)$$

Рассмотрим по отдельности вопрос устойчивости сначала по координате x_1 , затем по координате ω_m . В первом случае составим кандидата на функцию Ляпунова

$$U_x = \frac{1}{2}x_1^2 + \frac{1}{2}V_1^2 > 0. \quad (4)$$

Полная производная этой функции должна быть отрицательной или обращаться в 0, если сама функция положительна для устойчивости системы.

$$\frac{dU_x}{dt} = x_1 \left(1 - \frac{c}{M}\right) + \frac{c}{M}x_2 \leq 0. \quad (5)$$

Условие не всегда выполняется, что свидетельствует о неустойчивом характере поступательного движения подрессоренной массы при торможении. Для обеспечения устойчивости и снижения риска возникновения автоколебаний необходимо при проектировании увеличивать жёсткость с упругой связи опорно-ходовых модулей транспортного средства с его подрессоренной массой $\frac{x_1}{x_2} \left(1 - \frac{c}{M}\right) \leq \frac{c}{M}$. При условии малости амплитуд автоколебаний считаем $x_1 \approx x_2$, данное неравенство выполняется при соотношении $\frac{c}{M} < 0,5$, что позволяет добиться устойчивого движения подрессоренной части транспортного средства.

Для вращательного движения ротора двигателя кандидата на функцию Ляпунова запишем так

$$U_{\varphi_m} = \frac{1}{2}\varphi_m^2 + \frac{1}{2}\omega_m^2 > 0. \quad (6)$$

Полная производная от функции

$$\begin{aligned} \dot{U}_{\varphi_m} = \varphi_m \omega_m + \frac{\omega_m}{J_m} [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - \\ - M_t + K_w \omega_k] \leq 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Слагаемое $\varphi_m \omega_m > 0$, но при этом ограничено по абсолютному значению.

Для второго слагаемого для повышения устойчивости необходимо обеспечить $\varphi_m \leq \varphi_k$, т.е. угловая скорость вращения колеса при торможении должна быть не меньше угловой скорости вращения ротора. Это условие эквивалентно требованию отсутствия блокировки колёс при торможении вплоть до необходимости применения антиблокировочной системы, принцип работы которой заключается в снижении тормозного момента M_t . И это условие противоречит формальному требованию увеличения слагаемого $-M_t < 0$. Таким образом, совместная работа трёх слагаемых $c_m(\varphi_m - \varphi_k) - M_t + K_w \omega_k$ должна быть построена на компромиссе между формальным требованием неположительности (7) и отсутствием блокировки колёс за счёт снижения отрицательного тормозного момента. Достичь указанного компромисса помогает слагаемое $K_w \omega_k$, которое должно обеспечивать снижение тормозного момента M_t в случае опасности возникновения как блокировки колёс, так и возбуждения автоколебаний.

Исходя из недопустимости блокировки¹ в крайнем случае, считаем, $\varphi_m = \varphi_k$, а $K_w \leq \frac{M_t}{\omega_k}$. Демпфирующий момент позволяет вывести избыток энергии колебаний, рассеивая её и меняя положение рабочей точки системы, переведя её на восходящий участок зависимости силы трения от скорости скольжения.

Исходя из вышеизложенного, можно представить алгоритм управления демпфирующим моментом следующим образом (рисунок 3)¹.

Система управления постоянно осуществляет расчёт и мониторинг диагностических признаков буксования ведущих колёс dw_2, dw_4 и функций f_{relay2} и f_{relay4} [8].

В случае угрозы блокировки колёс при повышенном скольжении $dw_i > 0,3$ пределяется коэффициент демпфирования K_w для левого и правого колёс по формуле $K_w \geq 2\sqrt{J_k C_{mi}}$, где угловую жёсткость C_{mi} для i -го колеса рассматриваем в процессе управления. Производится оценка тормозного, рекуперативного момента на колёсах, развиваемого тяговым электродвигателем M_{t2}, M_{t4} , осуществляется расчёт демпфирующего момента и корректировка момента, развиваемого электродвигателем.

¹ Патент № 2797069 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/12, В60L 15/20, В60L 3/10. Способ управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колёс многоколёсного транспортного средства: № 2023103483: заявл. 16.02.2023; опубл. 31.05.2023 / А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков, М.М. Жилейкин [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». EDN QAUBVR.

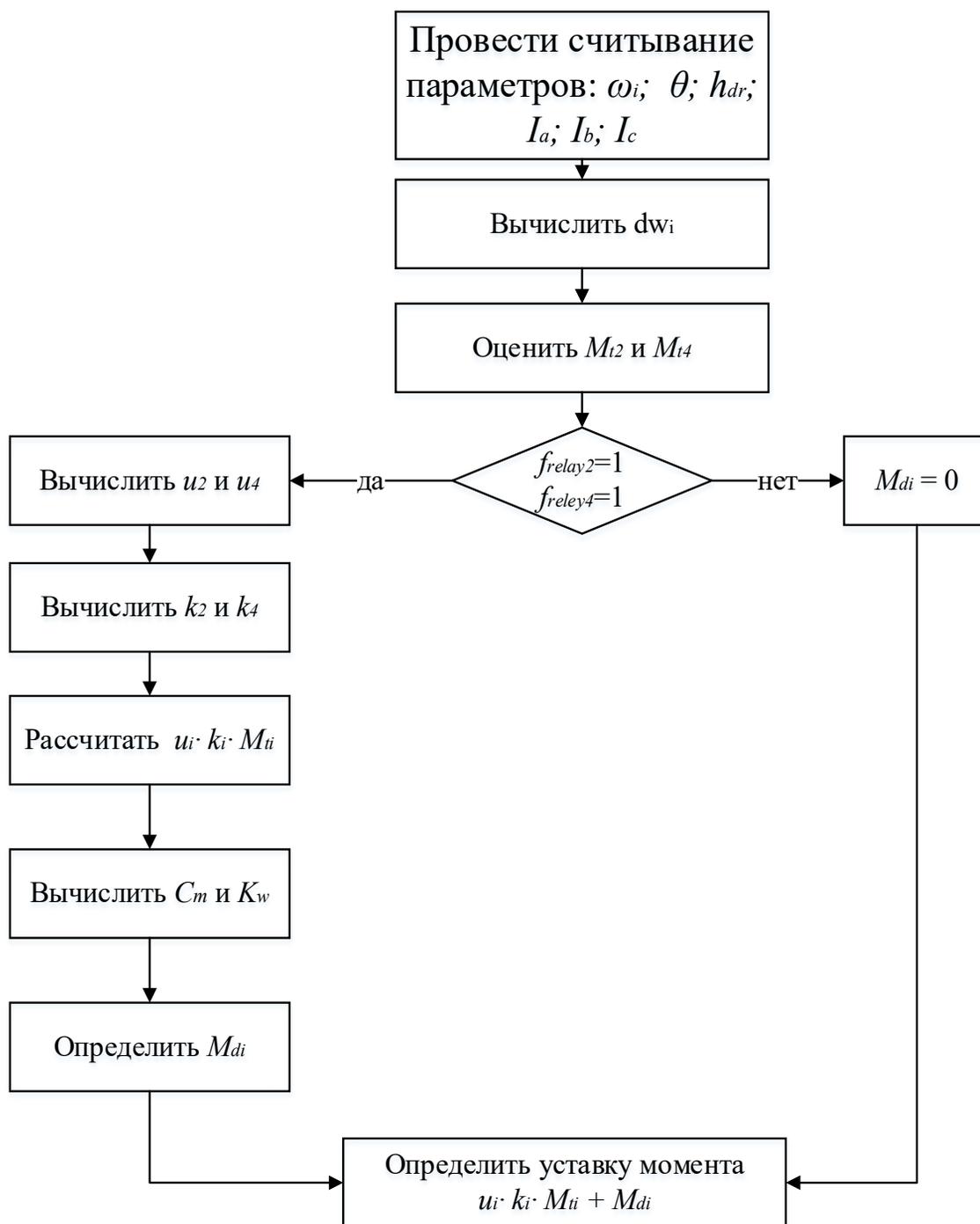


Рисунок 3– Алгоритм управления
Источник: составлено автором².

Figure 3 – Control Algorithm
Source: compiled by the author².

² Патент № 2797069 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/12, В60L 15/20, В60L 3/10. Способ управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колёс многоколёсного транспортного средства: № 2023103483: заявл. 16.02.2023; опубл. 31.05.2023 / А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков, М.М. Жилейкин [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». EDN QAUBVR.

Исследование эффективности алгоритма подавления автоколебаний при торможении

Для исследования эффективности были проведены испытательные виртуальные заезды с торможением со скорости 70 км/ч в повороте на разных опорных основаниях для двухосного транспортного средства категории М3 с полной массой 18000 кг³, оснащённого классической антиблокировочной системой [28] и системой с функцией, имеющей возможность демпфировать автоколебания при использовании математической модели динамики движения колёсной машины в MatLabSimulink.

Рассматривается торможение в повороте как наиболее тяжёлый случай из-за разгрузки внутреннего колеса относительно поворота, что дополнительно снижает силу трения в зоне взаимодействия колеса с дорогой.

В качестве критерия эффективности подавления автоколебаний принято значение

среднего относительного ε_0 изменения парных пиковых значений амплитуд колебаний для угловой скорости колёс ε_0^ω и для суммарного тормозного момента на ведущем колесе $\varepsilon_0^{M_m}$:

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{k_0} \sum_{j=1}^{k_0} \frac{p_{j0} - p_{j2}}{p_{j0}} 100\%,$$

где p_{j0} , p_{j2} – j -е парные пиковые значения амплитуды колебаний для системы, не оснащённой функцией подавления автоколебаний и с данной функцией; k_0 – число парных пиков на реализациях.

Если $\varepsilon_0 > 0$, то функция подавления автоколебаний приводит к снижению пиковых значений амплитуд и подавлению автоколебаний.

На рисунках 4, 5, 6, 7 показаны параметры процесса торможения транспортного средства в повороте на опорном основании с низким коэффициентом сцепления ($\mu = 0,35$).

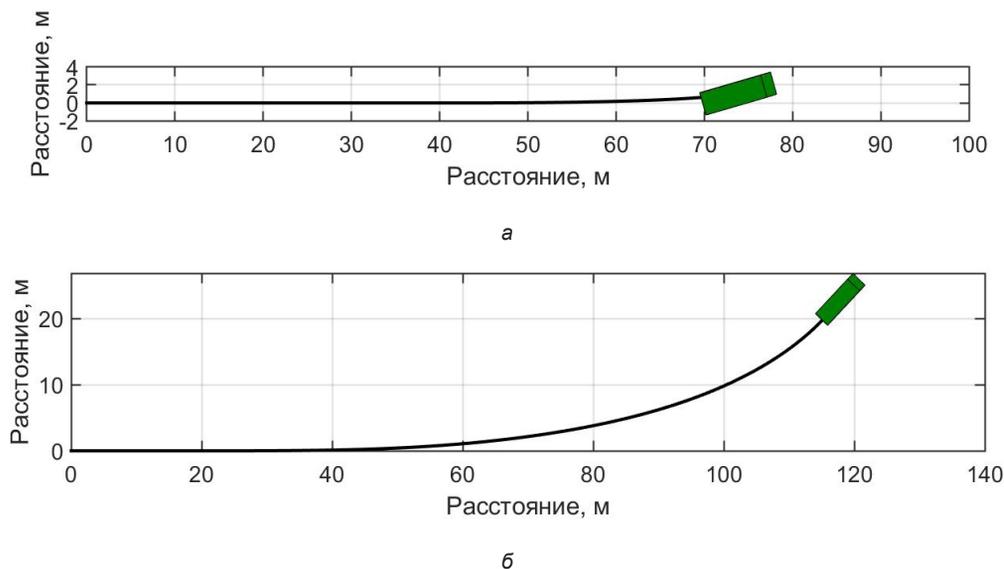
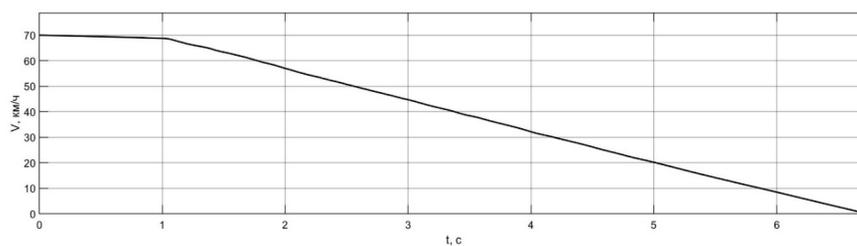


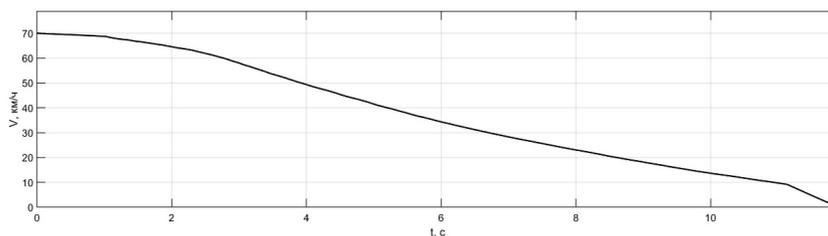
Рисунок 4 – Траектория:
а – без функции подавления автоколебаний;
б – с функцией подавления автоколебаний
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Trajectory:
а – without auto oscillation suppression function;
б – with auto oscillation suppression function
Source: compiled by the author.

³ Электробус КАМАЗ-6282 [Электронный ресурс]: [официальный сайт]. https://kamaz.ru/production/buses/pdf_062023/Электробус%20КАМАЗ-6282.pdf (дата обращения: 04.03.2024).



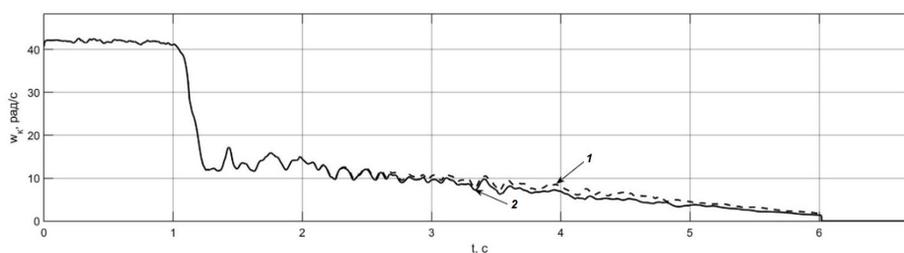
а



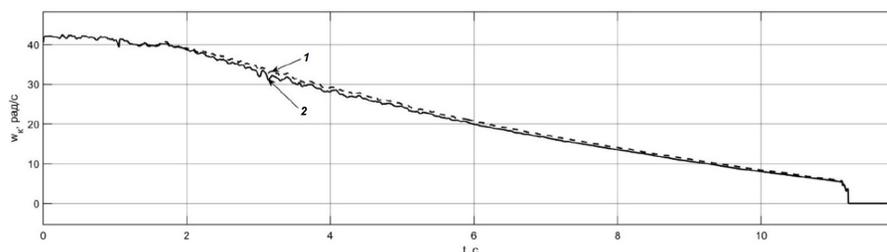
б

Рисунок 5 – Скорость:
а – без функции подавления автоколебаний;
б – с функцией подавления автоколебаний
Источник: составлено автором.

Figure 5 – Speed:
а – without auto oscillation suppression function;
б – with auto oscillation suppression function
Source: compiled by the author.



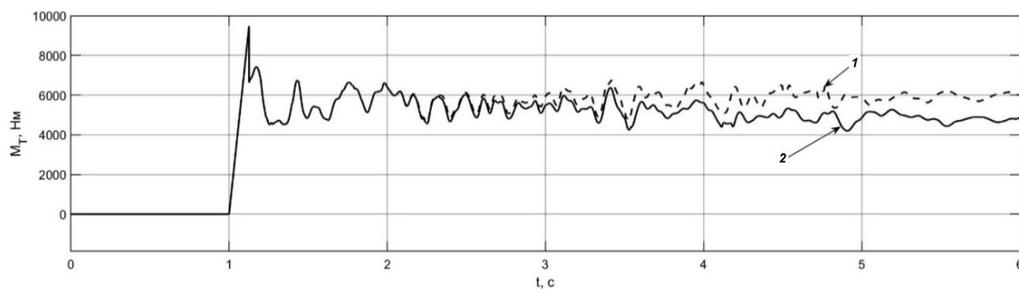
а



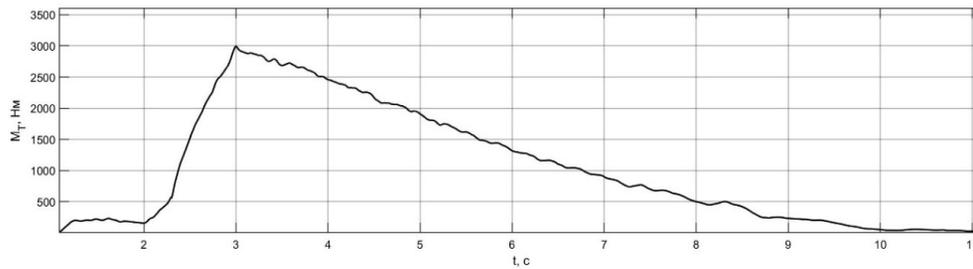
б

Рисунок 6 – Угловые скорости колёс:
а – без функции подавления автоколебаний;
б – с функцией подавления автоколебаний;
1 – левое ведущее колесо; 2 – правое ведущее колесо.
Источник: составлено автором.

Figure 6 – Angular velocities of the wheels:
а – without auto oscillation suppression function;
б – with auto oscillation suppression function;
1 – left driving wheel, 2 – right driving wheel
Source: compiled by the author.



а



б

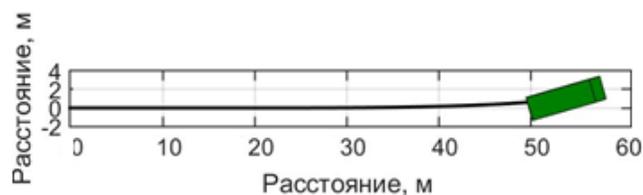
Рисунок 7 – Тормозные моменты на колёсах:
 а – без функции подавления автоколебаний;
 б – с функцией подавления автоколебаний;
 1 – левое ведущее колесо; 2 – правое ведущее колесо
 Источник: составлено автором.

Figure 7 – Braking moments on the wheels:
 a – without auto oscillation suppression function;
 b – with auto oscillation suppression function;
 1 – left driving wheel, 2 – right driving wheel
 Source: compiled by author.

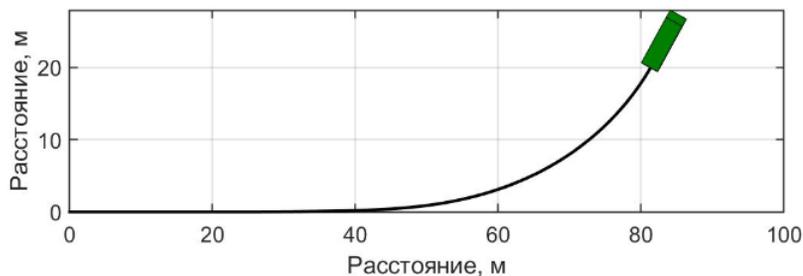
При резком торможении с использованием обычной АБС на скользкой опорной поверхности возникают автоколебательные процессы вращения колёс (рисунок 6, а) и тормозных моментов (рисунок 7, а), что приводит к ухудшению условий сцепления колёс с опорной поверхностью и снижению управляемости и траекторной устойчивости. В результате ма-

шина не может совершить полноценный манёвр уклонения от столкновения при торможении (рисунок 4, а).

На рисунках 8, 9, 10, 11 показаны параметры процесса торможения транспортного средства в повороте на опорном основании с высоким коэффициентом сцепления (сухой асфальт, $\varphi = 0,8$).



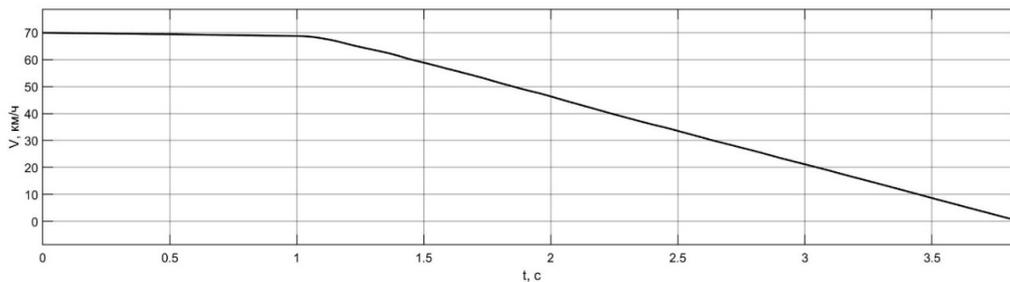
а



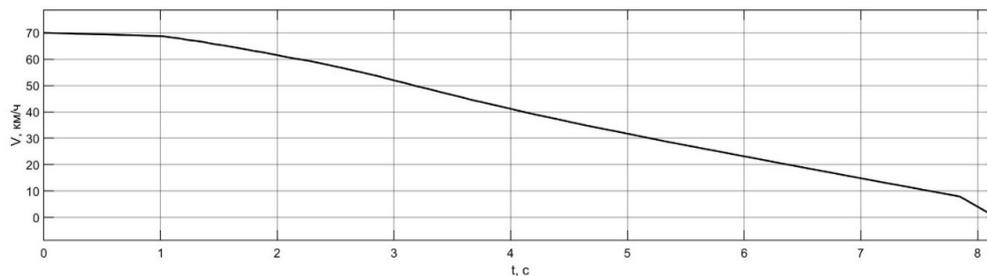
б

Рисунок 8 – Траектория: а – без функции подавления автоколебаний; б – с функцией подавления автоколебаний
Источник: составлено автором.

Figure 8 – Trajectory: а – without auto oscillation suppression function; б – with auto oscillation suppression function
Source: compiled by the author.



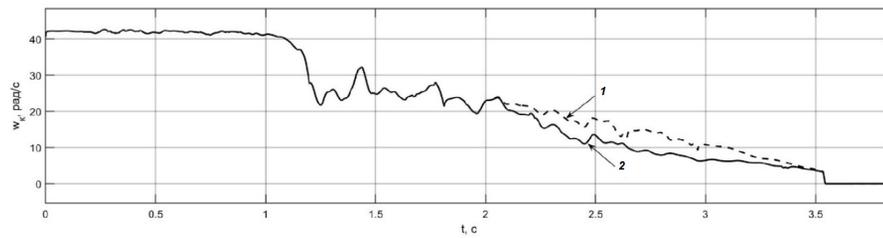
а



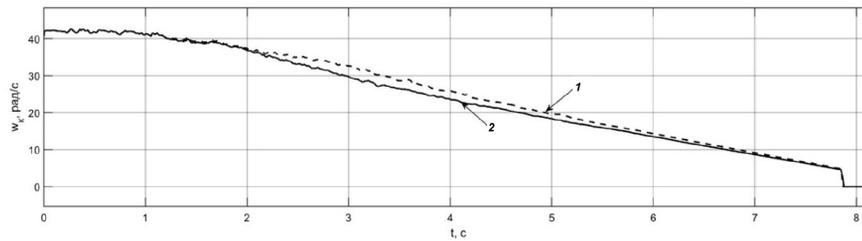
б

Рисунок 9 – Скорость: а – без функции подавления автоколебаний; б – с функцией подавления автоколебаний
Источник: составлено автором.

Figure 9 – Speed: а – without auto oscillation suppression function; б – with auto oscillation suppression function
Source: compiled by the author.



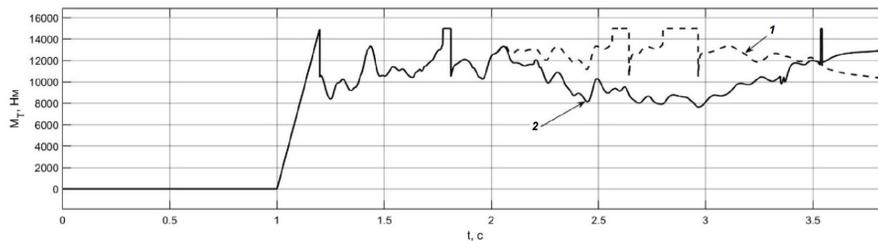
а



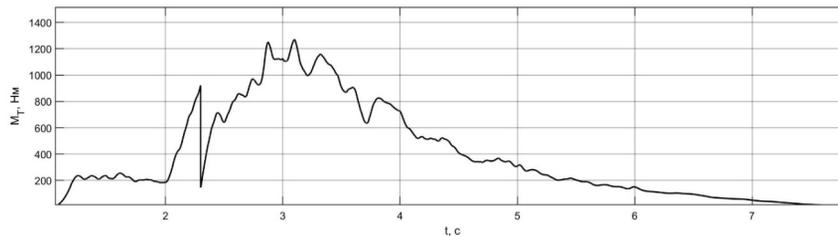
б

Рисунок 10 – Угловые скорости:
 а – без функции подавления автоколебаний;
 б – с функцией подавления автоколебаний;
 1 – левое ведущее колесо; 2 – правое ведущее колесо
 Источник: составлено автором.

Figure 10 – Angular velocities:
 a – without auto oscillation suppression function;
 b – with auto oscillation suppression function;
 1 – left driving wheel, 2 – right driving wheel.
 Source: compiled by the author.



а



б

Рисунок 11 – Тормозные моменты:
 а – без функции подавления автоколебаний;
 б – с функцией подавления автоколебаний;
 1 – левое ведущее колесо; 2 – правое ведущее колесо
 Источник: составлено автором.

Figure 11 – Braking moments:
 a – without auto oscillation suppression function;
 b – with auto oscillation suppression function;
 1 – left driving wheel, 2 – right driving wheel.
 Source: compiled by the author.

Анализ представленных результатов моделирования торможения на мокром асфальте показывает, что характер работы обычной АБС и АБС с функцией подавления автоколебаний такой же, как и в случае торможения на льду. Наблюдается возбуждение колебательных явлений для угловых скоростей колёс (см. рисунок 10) и тормозных моментов (см. рисунок 11) для машины, оснащённой обычной АБС, что приводит к снижению сцепления колёс с дорогой и появлению вероятности снижения управляемости и траекторной устойчивости. При применении АБС с функцией подавления автоколебаний таких явлений не обнаруживается.

ВЫВОДЫ

Методами аналитического анализа системы дифференциальных уравнений движения колёсной машины при замедлении установлена с помощью критерия Бендиксона возможность возбуждения автоколебаний несущей системы для поступательного движения, ротора тягового электродвигателя для вращательного движения, а также как для вращательного, так и поступательного движения колеса. Возбуждение автоколебаний также подтверждено при применении метода имитационного моделирования движения транспортного средства, и установлена возможность возбуждения автоколебательных явлений в зоне контакта работоспособности.

Работоспособность и эффективность алгоритма подавления автоколебаний в системе электромеханического привода ведущих колёс транспортного средства подтверждена с помощью методов имитационного моделирования движения машины и экспериментальных исследований, что позволяет рекомендовать его использование при разработке систем управления. В случае использования на транспортном средстве при торможении на скользкой опорной поверхности АБС с функцией подавления автоколебаний уровень автоколебаний угловых скоростей вращения колёс (см. рисунок 5, б) снизился, уровень суммарных тормозных моментов на ведущих колесах (см. рисунок 6, б) снизился. Манёвр уклонения при торможении удаётся выполнить в полном объёме, что свидетельствует о повышении управляемости и траекторной устойчивости электробуса с АБС с функцией подавления автоколебаний.

В случае использования на транспортном средстве при торможении на асфальте АБС с функцией подавления автоколебаний их уровень для угловых скоростей вращения колёс (см. рисунок 8) снизился на, для суммарных тормозных моментов на ведущих колесах

(см. рисунок 9) уровень снизился на. Манёвр уклонения при торможении удаётся выполнить в полном объёме, что свидетельствует о повышении управляемости и траекторной устойчивости электробуса с АБС с функцией подавления автоколебаний при торможении на скользких опорных поверхностях.

Наблюдаемое увеличение тормозного пути на практике будет возникать лишь при возникновении скольжения (выше определённого порога), что в последующем приведет к снижению управляемости и траекторной устойчивости. При достаточном сцеплении такое явление наблюдаться не будет, поскольку система подавления в данном случае не функционирует. Для обеспечения эффективности тормозной системы в дальнейшем следует повысить адаптивность системы подавления автоколебаний под условия движения.

При этом значения динамических нагрузок в приводе также снижаются, повышая показатели надёжности элементов, за счёт уменьшения пиковых значений рекуперативных моментов и функционирования системы управления.

Практическая ценность исследования заключается в возможности использования предложенных законов управления для разработки системы управления тягового привода транспортных машин.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Вильке В.Г., Шаповалов И.Л. Автоколебания в процессе торможения автомобиля // Вестник МГУ. Сер. 1. Математика, механика. 2015. № 4. С. 33–39.
2. Кручинин П.А., Магомедов М.Х., Новожилов И.В. Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения // Известия РАН. Серия МТТ. 2001. № 6. С. 63–69.
3. Awrejcewicz J., Dzyubak L., Gheroi C. Estimation of chaotic and regular (stick-slip and ship-slip) oscillations exhibited by coupled oscillations with dry friction // Nonlinear Dynamics. 2005. V. 42. № 2. P. 383–394.
4. Pascal M. Dynamics and stability of a two-degrees of freedom oscillator with an elastic stop // Journal of Computational and Nonlinear Dynamics. 2006. V. 1. № 1. P. 94–102.
5. Shin K., Brennan M.J., Oh J.-E., Harris C.J. Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model // Journal of Sound and Vibration. 2002. V. 254. № 5. P. 837–848.
6. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., et al. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building // ARPN JEAS. 2017. vol. 12, no. 4. pp. 1064–1071.
7. Ергин А.А., Коломейцева М.Б., Котиев Г.О. Антиблокировочная система управления тормозным приводом колеса автомобиля // Приборы системы. Управление, контроль, диагностика. 2004. № 9. С. 11–13.

8. Soliman A., Kaldas M. An investigation of anti-lock braking system for automobiles // SAE Tech. Paper, 2012. no. 2012-01-0209. DOI: <https://doi.org/10.4271/2012-01-0209>
9. Sun C., Pei X. Development of ABS ECU with hard ware-in-the-loop simulation based on labcar system. SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst. 2015. vol. 8, no. 1. pp. 14–21, DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-2524>
10. Sabbioni E., Cheli F., d'Alessandro V. Analysis of ABS/ESP control logics using a HIL test bench. SAE Tech. Paper. 2011. no. 2011-01-0032. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-0032>
11. Marshek K.M., Guderman J.F.II., Jonson M.J. Performance of anti-lock braking system equipped passenger vehicles part I: braking as a function of brake pedal application force. SAE Tech. Paper. 2002.no. 2002-01-0304. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0304>.
12. Жилейкин М.М. Исследование автоколебательных процессов в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием. Известия высших учебных заведений // Машиностроение. 2021. № 10. С. 3–15. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15.
13. Белоутов Г.С., Клочков Э.С. Комбинированный метод расчета переходных процессов в трансмиссиях // Вопросы оборонной техники. Сер. 6. 1984. Вып. 1 (113). С. 45–48.
14. Альгин В.Б., Дробышевская О.В., Сорочан В.М., Успенский А.А. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой // Механика мобильных машин. Минск, 2008. С. 16–24.
15. Альгин В.Б. Динамика многомассовых систем машин при изменении состояний фрикционных компонентов и направлений силовых потоков // Механика машин, механизмов и материалов. 2014. № 4 (29). С. 21–32.
16. Мясищев Д.Г., Вашуткин А.С., Лоренц А.С. Уменьшение резонанса релаксационных автоколебаний колесных тормозных механизмов лесовозных автомобилей // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. 2016. № 4(352). С. 112–120. DOI 10.17238/issn0536-1036.2016.4.112. EDN WJXSHF.
17. Жилейкин М.М., Сиротин П.В., Носиков С.С., Пуляев Н.Н. Метод выявления потери устойчивости движения тракторов при реализации тягового усилия на прицеп или сцепной агрегат // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 1. С. 39–48. DOI 10.17816/0321-4443-321266. EDN ZCQJYM.
18. Грабар И.Г., Опанасюк Е.Г., Бегерский Д.Б., Опанасюк О.Е. Определение условий начала автоколебательных процессов в контакте модели пневматической шины с сыпучим грунтом // Вісник СевНТУ. 2011. № 121. С. 139–142. EDN UMXAMR.
19. Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel // Pribory i Sistemy Upravleniya. 2004. (9). pp. 11–13.
20. Klimov A.V., Ospanbekov B.K., Kelle A.V., Shadrin S.S., Makarova D.A., Furletov Y.M. Research into the Peculiarities of the Individual Traction Drive Non-linear System Oscillatory Processes // World Electr. Veh. J. 2023. 14. 316. <https://doi.org/10.3390/wevj14110316>.
21. Климов А.В. Колебательные процессы в нелинейной системе индивидуального тягового электрического привода // Грузовик. 2023. № 7. С. 19–24. DOI 10.36652/1684-1298-2023-7-19-24. EDN RXPWMI.
22. Климов А.В., Антонян А.В. Исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 1. С. 87–96. DOI 10.17816/2074-0530-115233. EDN DVWXHE.
23. Климов А.В. Противобуксовочная система с функцией подавления автоколебаний колёс в тяговом режиме работы // Труды НАМИ. 2023. № 3(294). С. 44–56. DOI 10.51187/0135-3152-2023-3-44-56. EDN XJXUWX.
24. Климов А.В. Наблюдатель буксования ведущих колес с функцией подавления автоколебаний в тяговом режиме // Транспортные системы. 2023. № 2(28). С. 17–29. DOI 10.46960/2782-5477_2023_2_17. EDN HRSZDR.
25. Климов А.В. Подавление автоколебаний ведущих колес в тормозном режиме // Грузовик. 2023. № 9. С. 6–14. DOI 10.36652/1684-1298-2023-9-6-14. EDN PUCDXP.
26. Клепиков В.Б. Динамика электромеханических систем с нелинейным трением: монография. Изд-во: «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014. 408 с. На рус. яз. ISBN 978-617-687-029-6.
27. Шамберов В.Н. Фрикционные автоколебания в механических системах // Известия вузов. Приборостроение. 2010. Т. 53, №2. С. 24–28.
28. Жилейкин М.М., Журкин М.М. Алгоритм работы антиблокировочной системы тормозов с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №1 (43). С. 51–56.

REFERENCES

1. Vil'ke V.G., Shapovalov I.L. Self-oscillations during car braking. *Vestnik Moskovskogo Universiteta. Seriya 1. Matematika. Mekhanika*. 2015; 4: 33–39. (in Russ.)
2. Kruchinin P.A., Magomedov M.Kh., Novozhilov I.V. Mathematical model of an automobile wheel for antilock modes of motion. *Mechanics of Solids*. 2001; 6: 63–69. (in Russ)
3. Awrejcewicz J., Dzyubak L., Grehori C. Estimation of chaotic and regular (stick-slip and shiplip) oscillations exhibited by coupled oscillations with dry friction. *Nonlinear Dynamics*. 2005; V. 42. no 2: 383–394.
4. Pascal M. Dynamics and stability of a two degrees of freedom oscillator with an elastic stop. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*. 2006; V.1. no 1: 94–102.
5. Shin K., Brennan M.J., Oh J.-E., Harris C.J. Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model. *Journal of Sound and Vibration*. 2002; V. 254. no 5: 837–848.
6. Kotiev G.O., Padalkin B.V., Kartashov A.B., Diakov A.S. Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building ARPН. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017; 12 (4): 1064–1071.

7. Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel. *Pribory i Sistemy Upravleniya*. 2004; (9): 11–13.
8. Soliman A., Kaldas M. An investigation of anti-lock braking system for automobiles. *SAE Tech. Paper*. 2012; 2012-01-0209. DOI: <https://doi.org/10.4271/2012-01-0209>
9. Sun C., Pei X. Development of ABS ECU with hard ware-in-the-loop simulation based on labcar system. *SAE Int. J. Passeng. Cars – Electron. Electr. Syst.* 2015; vol. 8, no. 1: 14–21, DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-2524>
10. Sabbioni E., Cheli F., d'Alessandro V. Analysis of ABS/ESP control logics using a HIL test bench. *SAE Tech. Paper*. 2011; 2011-01-0032, doi: <https://doi.org/10.4271/2011-01-0032>
11. Marshek K.M., Guderman J.F.II., Jonson M.J. Performance of anti-lock braking system equipped passenger vehicles part I: braking as a function of brake pedal application force. *SAE Tech. Paper*. 2002; 2002-01-0304. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-0304>.
12. Zhileykin M.M. Research of Self-Oscillating Processes in the Zone of Interaction of an Elastic Tire with a Solid Support Base. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2021; 10: 3–15, DOI: 10.18698/0536-1044-2021-10-3-15. (in Russ.)
13. Beloutov G.S., Klochkov E.S. Combined method for calculating transients in transmissions. *Scientific and Technical Journal. Counter-terrorism technical devices.. Ser. 6*. 1984; Issue 1 (113): 45–48. (in Russ.)
14. Algin V.B., Drobyshevskaya O.V., Sorochan V.M., Uspensky A.A. Schematization and dynamic analysis of mobile machine. variable-structure systems. *Mechanics of mobile cars*. Minsk, 2008: 16–24. (in Russ.)
15. Algin V.B. Dynamics of multibody systems of machines under changing states of frictional components and directions of power flows. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*. 2014; 4 (29): 21–32. (in Russ.)
16. Myasishchev D.G., Vashutkin A.S., Lorenz A.S. Reduction of Relaxation Oscillation Resonance of Wheel Brake Devices of Lumber Trucks. *Lesnoy zhurnal*. 2016; 4(352): 112–120. (in Russ.) DOI 10.17238/issn0536-1036.2016.4.112. EDN WJXSHF.
17. Zhileykin M.M., Sirotin P.V., Nosikov S.S., Pulyaev N.N. Method for detecting the loss of stability of the movement of tractors when towing a trailer or a coupled unit. *Tractors and agricultural machinery*. 2023; Vol. 90, No. 1: 39–48. (in Russ) DOI 10.17816/0321-4443-321266. EDN ZCQJYM.
18. Grabar I.G., Opanasyuk E.G., Begersky D.B., Opanasyuk O.E. Features of kinematics and dynamics of the multiwheel mover with dry soil interaction. *Visnik SevNTU*. 2011; 121: 139–142. (in Russ.) EDN UMX-AMR.
19. Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel. *Pribory i Sistemy Upravleniya*. 2004; (9): 11–13.
20. Klimov A.V., Ospanbekov B.K., Kelle A.V., Shadrin S.S., Makarova D.A., Furlotov Y.M. Research into the Particularities of the Individual Traction Drive Nonlinear System Oscillatory Processes. *World Electr. Veh. J.* 2023; 14: 316. <https://doi.org/10.3390/wevj14110316>
21. Klimov A.V. Oscillatory processes in a nonlinear system of an individual traction electric drive. *Truck*. 2023; 7: 19–24. DOI 10.36652/1684-1298-2023-7-19-24. EDN RXPWMI. (in Russ.)
22. Klimov A.V., Antonyan A.V. Research of features of oscillating process' behavior in the nonlinear system of individual traction drive of an electrobus. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023; 17(1): 87–96. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233> (in Russ.)
23. Klimov A.V. Traction control system with function of suppression of wheels self-oscillation in traction mode. *Trudy NAMI*. 2023; (3): 44–56. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-44-56>
24. Klimov A.V. The observer of the slipping of the driving wheels with the function of suppressing self-oscillations in traction mode. *Transport systems*. 2023; 2(28): 17–29. (in Russ.) DOI 10.46960/2782-5477_2023_2_17. EDN HRSZDR.
25. Klimov A.V. Suppression of self-oscillations of the drive wheels in braking mode. *Truck*. 2023; 9: 6–14. DOI 10.36652/1684-1298-2023-9-6-14. EDN PUCDXP. (in Russ.)
26. Klepikov V.B. *Dynamics of electromechanical systems with nonlinear friction: monograph*. Publishing house: "The assistant of NTU "KHPI"", 2014; 408. (In Rus.)
27. Shamberov V.N. Friction self-oscillations in mechanical system. *Journal of Instrument Engineering*. 2010; issue 53, No. 2: 24–28. (in Russ.)
28. Zhileykin M.M., Zhurkin M.M. Algorithm of anti-lock braking system with anti-skid function for two-axle cars with one driving axle. *Izvestiya MGTU «MAMI*. 2020; 1(43): 51–56. (in Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Климов Александр Владимирович – канд. техн. наук, руководитель службы электрифицированных автомобилей ООО «Инновационный центр КАМАЗ» (121205, г. Москва, Инновационный центр Сколково, Большой бульвар, 62, оф. С-203); доц. Перспективной инженерной школы электротранспорта Московского политехнического университета (107023, г. Москва, ул. Большая Семёновская, 38).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>,

SPIN-код: 7637-3104,

e-mail: klimmanen@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Klimov Alexander V. – Cand. of Sci. (Eng), Head of the Electric Vehicles Service, KAMAZ Innovation Center (121205, Moscow, Skolkovo Innovation Center, 62 Bolshoi Boulevard St., office C-203); Associate Professor at the Prospective Engineering School of Electric Transport, Moscow Polytechnic University (107023, Moscow, 38 Bolshaya Semyonovskaya St.).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>,

SPIN-code: 7637-3104,

e-mail: klimmanen@mail.ru