

Научная статья
УДК 629.015
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-5-692-713>
EDN: FWBAXZ



ИСПЫТАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМА ПОДАВЛЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ ИНТЕНСИВНОМ ТОРМОЖЕНИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

А.В. Климов^{1,2}

¹ООО «Инновационный центр КАМАЗ»,
г. Москва, Россия

²ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет»,
г. Москва, Россия
klimmanen@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. При замедлении транспортного средства, в особенности на скользком покрытии, возможна потеря устойчивости движения системы электромеханического привода, сопровождающаяся возбуждением автоколебаний с высокими амплитудами. Зарождение автоколебаний возникает при росте скорости скольжения и снижением силы трения. При этом резко повышается динамическая нагруженность системы привода, что может привести к выходу её из строя. Вследствие этого разработка методов подавления автоколебательных явлений является актуальной задачей.

Цель исследования – проверка методами экспериментальных исследований эффективности работы алгоритма подавления автоколебаний в электромеханической системе привода колеса при торможении.

Материалы и методы. Исследование работоспособности и эффективности алгоритма выполнено с применением методов натурных экспериментов при сопоставлении результатов заездов с последующим интенсивным торможением транспортного средства как с деактивированной, так и активированной системой подавления автоколебаний.

Результаты исследования. С помощью метода натурных экспериментов установлена работоспособность и эффективность алгоритма подавления автоколебаний при выполнении замедления, который позволяет снизить величины максимальных амплитуд в 6 раз, усреднённых амплитуд в 3...3,5 раза, включая при этом изменения знака момента при интенсивных замедлениях транспортного средства.

Заключение. Алгоритм подавления автоколебаний можно рекомендовать для практической разработки систем управления замедлением транспортных средств.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: автоколебания в электромеханическом приводе, подавление автоколебаний, интенсивное торможение транспортного средства, скольжение шины, антиблокировочная система, испытания

Статья поступила в редакцию 17.09.2024; одобрена после рецензирования 14.10.2024; принята к публикации 17.10.2024.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

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

Для цитирования: Климов А.В. Испытания эффективности алгоритма подавления автоколебаний при интенсивном торможении транспортного средства // Вестник СибАДИ. 2024. Т. 21, № 5. С. 692-713. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-5-692-713>

© Климов А.В., 2024



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-5-692-713>

EDN: FWBAXZ

TESTING THE EFFECTIVENESS OF AN ALGORITHM FOR SUPPRESSING SELF-EXCITED VIBRATIONS DURING INTENSIVE BRAKING OF A VEHICLE

Alexander V. Klimov^{1,2}

¹ООО «KAMAZ Innovation Center»,
Moscow, Russia

²Moscow Polytechnic University,
Moscow, Russia

klimmanen@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. When the vehicle slows down, particularly on slippery surfaces, stability of the electromechanical drive system movement can be reduced, which is accompanied by high self-excited vibrations. These vibrations occur when the sliding speed increases and the friction force decreases. At the same time, the dynamic load on the drive system increases sharply, which can lead to its failure. Thus, the development of methods for suppressing self-excited vibrations is an urgent task.

The purpose of the study is to test the operability and effectiveness of the method for suppressing self-excited vibrations in the electromechanical wheel drive system during braking with the use of methods of field experiments.

Materials and methods. The study of the efficiency and effectiveness of the algorithm was based on field experiments.

Results. Based on field experiment method, the efficiency and effectiveness of the algorithm for suppressing self-excited vibrations during deceleration has been determined, which allows for six-fold reduction in maximum amplitudes and 3-3,5-fold reduction in averaged amplitudes, while excluding changes in the moment sign during vehicle intense deceleration.

Conclusion. The algorithm of suppressing self-excited vibrations can be recommended for application in developing vehicle deceleration control systems.

KEYWORDS: self-excited vibrations, damping, intensive braking, impulse suppression of vibrations, sliding, testing

The article was submitted 17.09.2024; approved after reviewing 14.10.2024; accepted for publication 17.10.2024.

The author has read and approved the final manuscript.

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

For citation: Klimov A.V. Testing the effectiveness of an algorithm for suppressing self-excited vibrations during intensive braking of a vehicle. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2024; 21 (5): 692-713. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-5-692-713>

© Klimov A.V., 2024



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

ВВЕДЕНИЕ

Как показывает анализ, проведённый в [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8], автоколебания в зоне взаимодействия эластичного колеса с опорным основанием при торможении возбуждаются в конечной фазе процесса замедления и могут иметь значительную интенсивность, что негативно сказывается на качестве процесса замедления и управляемости машины^{1,2,3}. Автоколебания сопровождаются увеличением в несколько раз амплитуд колебаний кинематических и силовых параметров процессов, протекающих в нелинейных системах, увеличивают их динамическую нагруженность, приводя к выходу из строя. В данном силовом взаимодействии могут возникать автоколебательные процессы, что сопровождается снижением или потерей сцепления с дорогой, позволяющей судить о снижении энергоэффективности или безопасности [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18]. В [19, 20] показано, что автоколебательные процессы при их возбуждении можно эффективно подавлять, выводя из системы провоцирующую их энергию. Применительно для индивидуального электромеханического привода колёс предложено использовать демпфирующий крутящий момент прямопропорциональной угловой скорости колёс $M_d = -K_w \omega_k f_{relay}$, (здесь K_w – коэффициент вязкого трения или коэффициент демпфирования).

Для активного подавления автоколебаний коэффициент демпфирования должен быть $K_w \geq 2\sqrt{J_k C_m}$ [20], где – момент инерции колеса и механического привода, а угловую жесткость C_{mi} для колеса можно оценить в процессе управления как отношение приращения реа-

лизуемого приводом момента и ускорения/замедления колеса $C_{mi} = \frac{\Delta M_{ti}}{\Delta \omega_k}$.

Испытаниям подвергалось транспортное средство⁴, оснащённое индивидуальным тяговым электроприводом с функцией подавления автоколебаний и без неё.

Цель исследований – проверка методами экспериментальных исследований эффективности работы алгоритма подавления автоколебаний в электромеханической системе привода колеса при торможении.

Программа испытаний по проверке эффективности системы подавления автоколебаний при торможении

Транспортное средство для испытаний должно быть в двух весовых состояниях: загружено на 100% до полной массы 18000 кг и не загружено, иметь снаряжённую массу 12200 кг.

Дорожные условия выбраны исходя из реализации повышенного проскальзывания ведущих колёс. Не должно наблюдаться сильного встречного ветра для исключения его влияния на динамику движения. Шины накачаны до давления, соответствующего технической документации, предварительно прогреты пробегом протяжённостью не менее 1 км скоростью не менее 25 км/ч.

Степень заряженности тяговой аккумуляторной батареи должна быть достаточной для обеспечения необходимой динамики движения и не оказывать влияния на тягово-скоростные характеристики привода.

В таблице приведён перечень испытаний при исследовании эффективности алгоритма подавления автоколебаний при выполнении интенсивного замедления.

¹ Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. М.: Машиностроение, 1976. 216 с.

² Крюков Б.И. Вынужденные колебания существенно нелинейных систем. М.: Машиностроение, 1984. 216 с.

³ Некоркин В.И. Лекции по основам теории колебаний: учебное пособие. Нижний Новгород: Нижегородский университет. 2011. 233 с.

⁴ Электробус КАМАЗ-6282 [Электронный ресурс]: [официальный сайт]. https://kamaz.ru/production/buses/pdf_062023/Электробус%20КАМАЗ-6282.pdf (дата обращения: 04.03.2024).

Таблица

Программа испытаний при выполнении интенсивного замедления

Источник: составлено автором.

Table

Test program for intensive deceleration

Source: compiled by the author.

Вид испытаний	Описание
Интенсивное торможение на горизонтальном скользком опорном основании (с 20 км/ч до остановки) с активированным и деактивированным рекуперативным торможением	Интенсивное замедление до полной остановки при полностью нажатой педали тормоза. Оба колеса на скользком опорном основании
	Интенсивное замедление до полной остановки при полностью нажатой педали тормоза. Правое колесо на скользком опорном основании, левое – на сухом
	Интенсивное замедление до полной остановки при полностью нажатой педали тормоза. Левое колесо на скользком опорном основании, правое – на сухом
Интенсивное торможение на горизонтальном меняющемся опорном основании (с 20 км/ч до остановки)	Левое колесо стартует со скользкого покрытия и переходит на сухой асфальт
	Правое колесо стартует со скользкого покрытия и переходит на сухой асфальт
	Оба колеса стартуют со скользкого покрытия и переходят на сухой асфальт

В качестве опорного основания выбран мокрый базальт (рисунок 1).



Рисунок 1 – Опорное основание (мокрый базальт)
Источник: составлено автором.

Figure 1 – Testing surface (wet basalt)
Source: compiled by the author.

Оборудование, используемое при испытаниях

Системы транспортного средства оснащены датчиками для фиксации параметров процессов их работы. Тяговый электрический привод оснащён датчиками частоты вращения ротора и фазных токов, позволяющими авто-

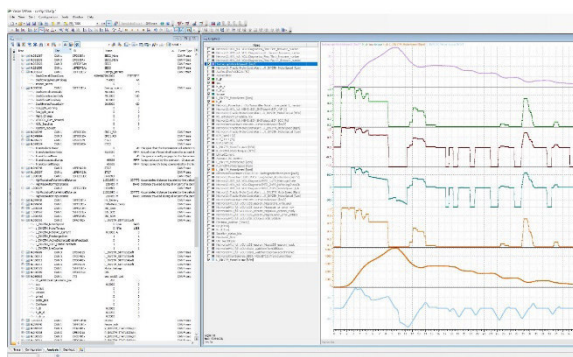
номному инвертору напряжения рассчитывать развиваемый электромагнитный момент двигателя с помощью наблюдателя электромагнитного момента [21], нагрузка на колесе определяется с помощью наблюдателя момента сопротивления в процессе управления [22]. Регистрируется также угловая скорость всех колёс. Динамика кузова транспортного средства регистрируется с помощью датчиков линейных и угловых ускорений по всем координатам.

Для фиксации данных применялся адаптер Vector VN1630A (рисунок 2) для подключения сети CAN к ЭВМ. Для анализа данных использовалось программное обеспечение Vector CANoe. Рабочее окно программы Vector CANoe показано на рисунке 3, а, MatLab Simulink на рисунке 3, б.



Рисунок 2 – Адаптер Vector VN1630A
Источник: электронный ресурс <https://www.vector.com>.
(дата обращения: 17.08.24)

Figure 2 – Vector VN1630A adapter
Source: Electronic resource <https://www.vector.com>.
(accessed: 17.08.2024)



а



б

Рисунок 3 – Окно программ для анализа данных:
а – Vector CANoe; б – MatLab Simulink
Источник: составлено автором.

Figure 3 – Program window for data analysis:
a) Vector CANoe; b) MatLab Simulink
Source: compiled by the author.



Рисунок 4 – Тензометрические измерительные колёса Kistler RoadDyn
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Kistler RoadDyn tensometric measuring wheels
Source: compiled by the author.

Помимо регистрации данных с CAN шины производилась фиксация значений крутящего момента и угловых скоростей на ведущих колёсах с помощью тензометрических колёс Kistler RoadDyn. Измерительные колёса, установленные на ступицу ведущих колёс, показаны на рисунке 4. С помощью регистрирующей аппаратуры IMC-CRFX-400 (рисунок 5) осу-

ществлялась фиксация значений крутящего момента, частоты вращения ведущих колёс.

Дополнительно измеряются значения постоянного тока, потребляемого тяговыми электромеханическими приводами (рисунок 6) для определения характера воздействия возбуждающихся колебательных явлений.

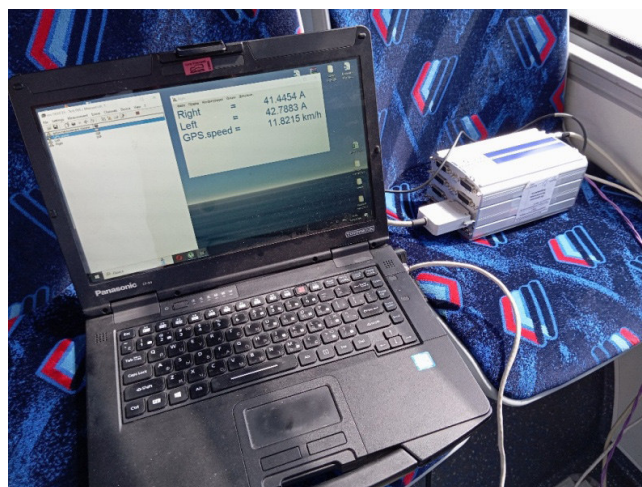


Рисунок 5 – Оборудование для сбора данных IMC-CRFX-400
Источник: составлено автором.

Figure 5 – IMC-CRFX-400 data acquisition equipment
Source: compiled by the author.



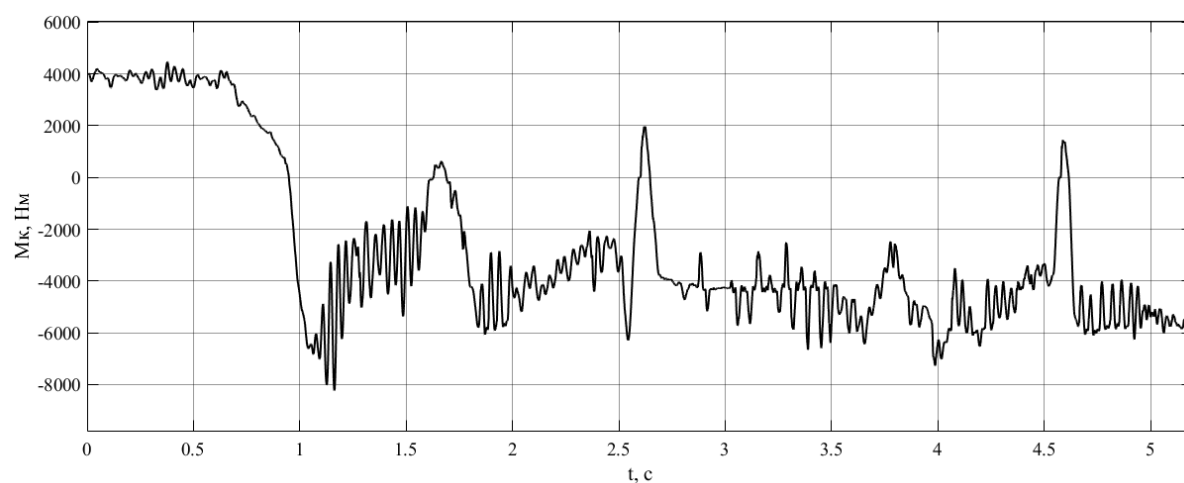
Рисунок 6 – Измерение потребляемого тока
Источник: составлено автором.

Figure 6 – Power consumption measurement
Source: compiled by the author.

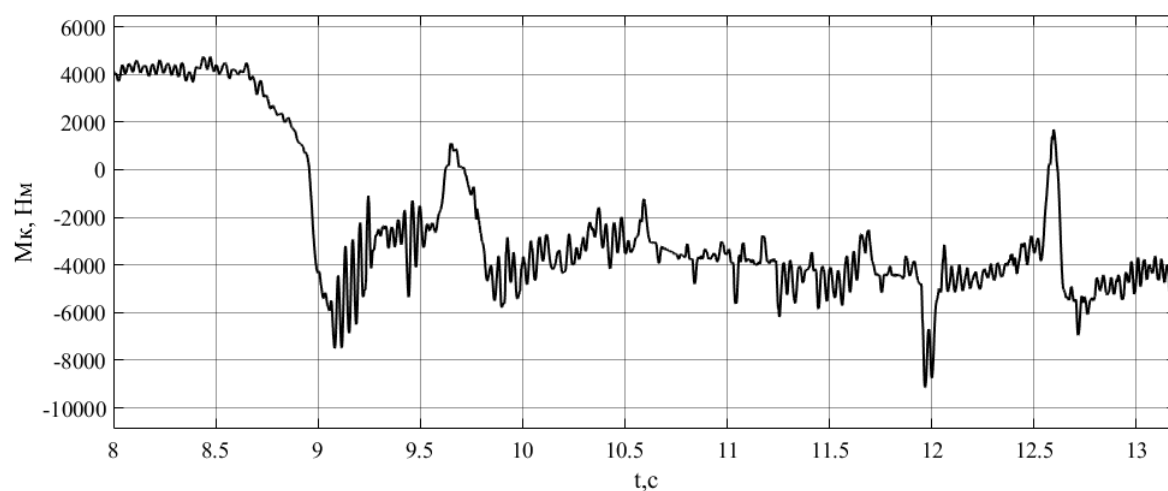
Исследования при интенсивном торможении с деактивированной системой подавления автоколебаний

Транспортное средство перед началом испытаний совершает разгон до требуемой скорости, и при въезде на опорное основание с низким коэффициентом сцепления – мокрый базальт – осуществляется интенсивное торможение, во время которого водитель нажимает на педаль тормоза с максимальной скоростью до упора.

На рисунках 7, 8, 9, 10, 11, 12 представлены реализации регистрируемых автором при выполнении испытательных заездов с интенсивным торможением на скользком опорном основании крутящих моментов на колёсах и частот вращения ротора электродвигателей для транспортного средства, оснащённого антиблокировочной системой без функции подавления автоколебаний.



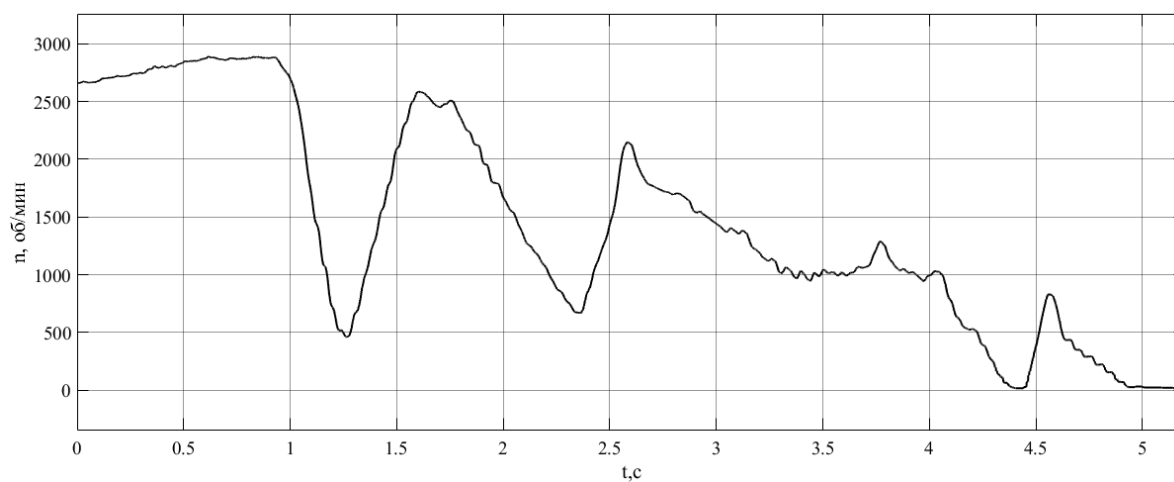
a



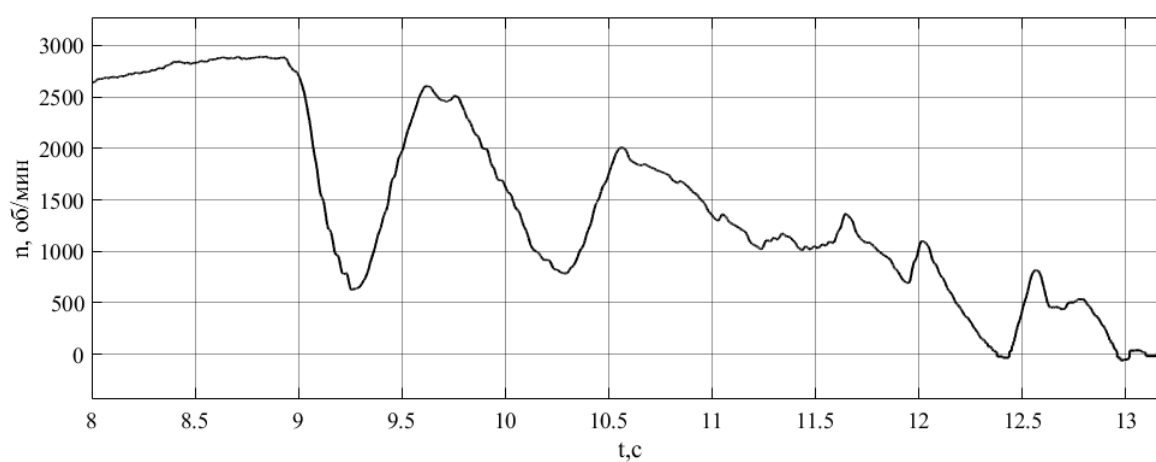
б

Рисунок 7 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 1: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 7 – Torque at wheel M_k , Nm with deactivated system of self-excited vibration suppression, run No 1: a) left; b) right.
Source: compiled by the author.



a



б

Рисунок 8 – Частота вращения вала тягового электродвигателя n , об/мин с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 1: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 8 – Traction motor shaft speed n , Rpm, with deactivated system of self-excited vibration suppression, run No1: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

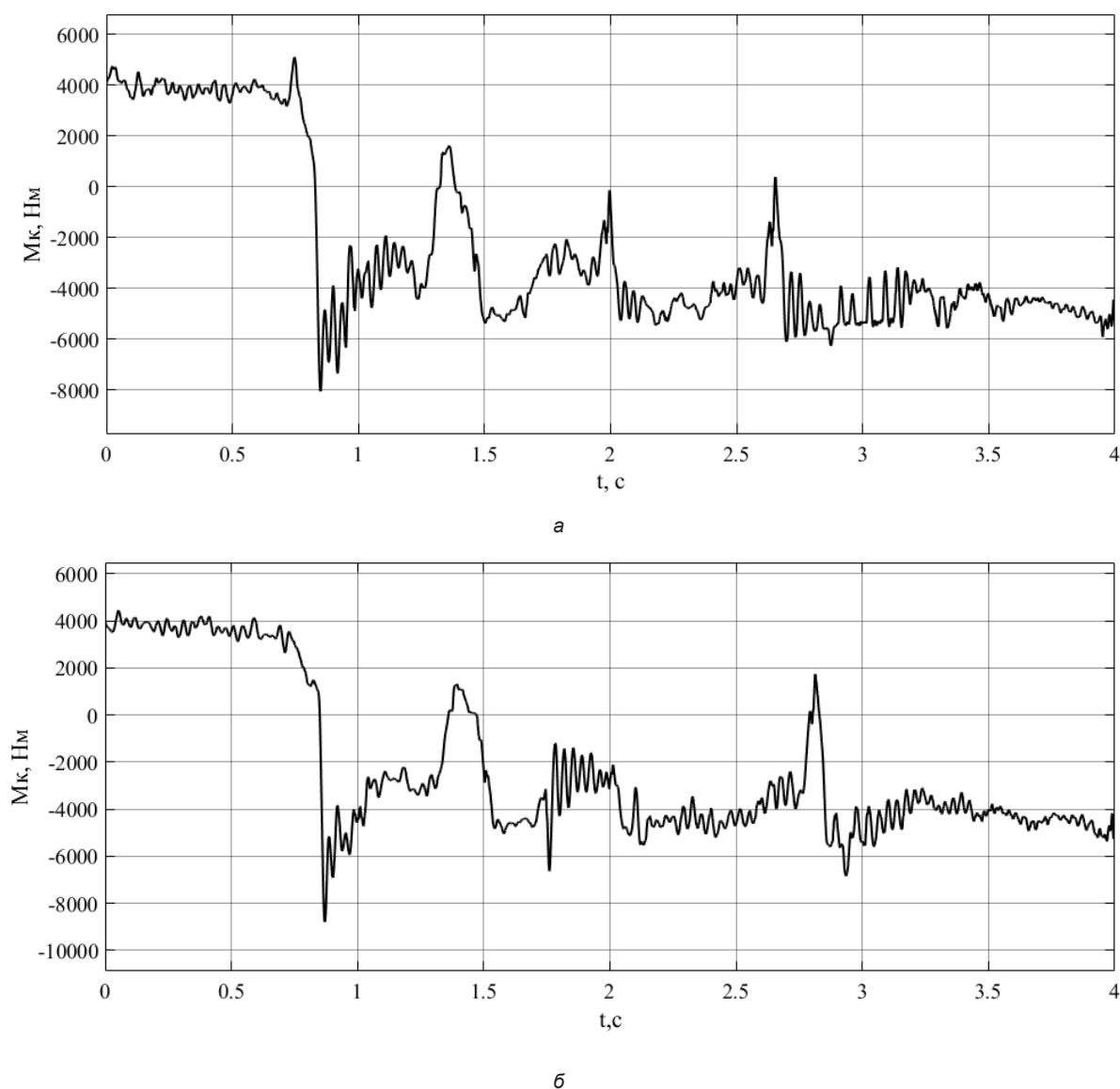
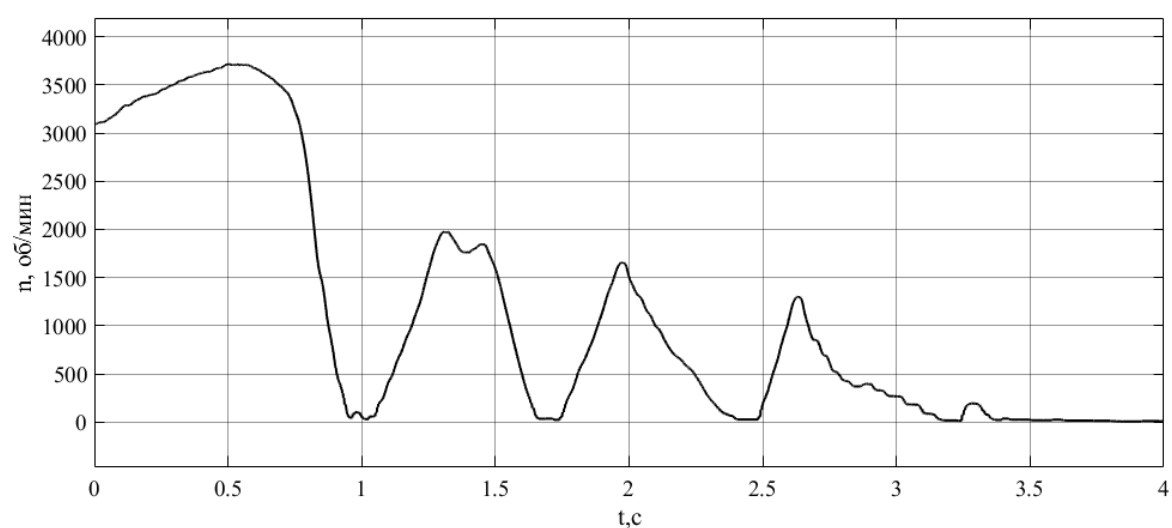
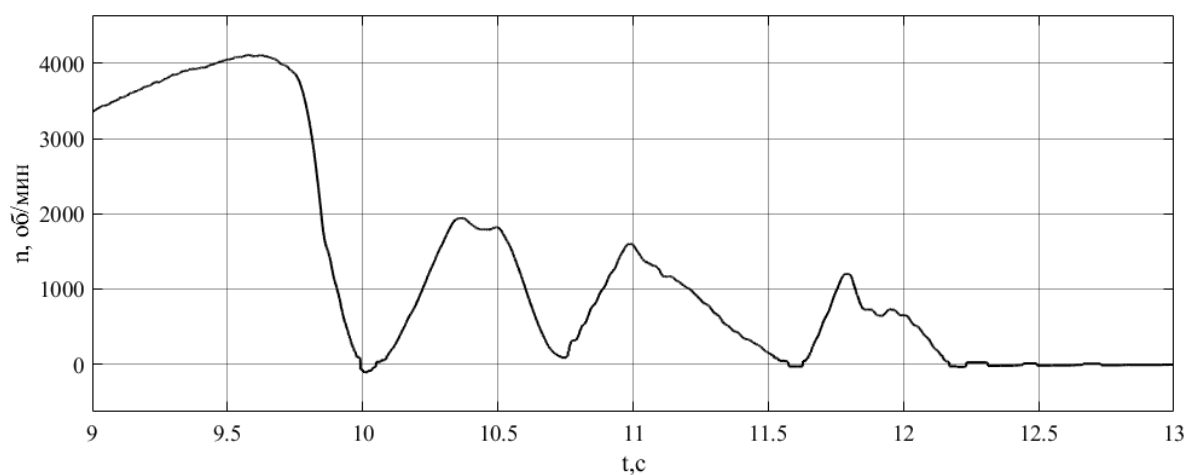


Рисунок 9 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 2: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 9 – Torque at wheel M_k , Nm with deactivated system of self-excited vibration suppression, run No. 2: a) left; b) right.
Source: compiled by the author.



а



б

Рисунок 10 – Частота вращения вала тягового электродвигателя n , об/мин с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 1: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 10 – Traction motor shaft speed n , rpm, with deactivated system of self-excited vibration suppression, run № 1: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

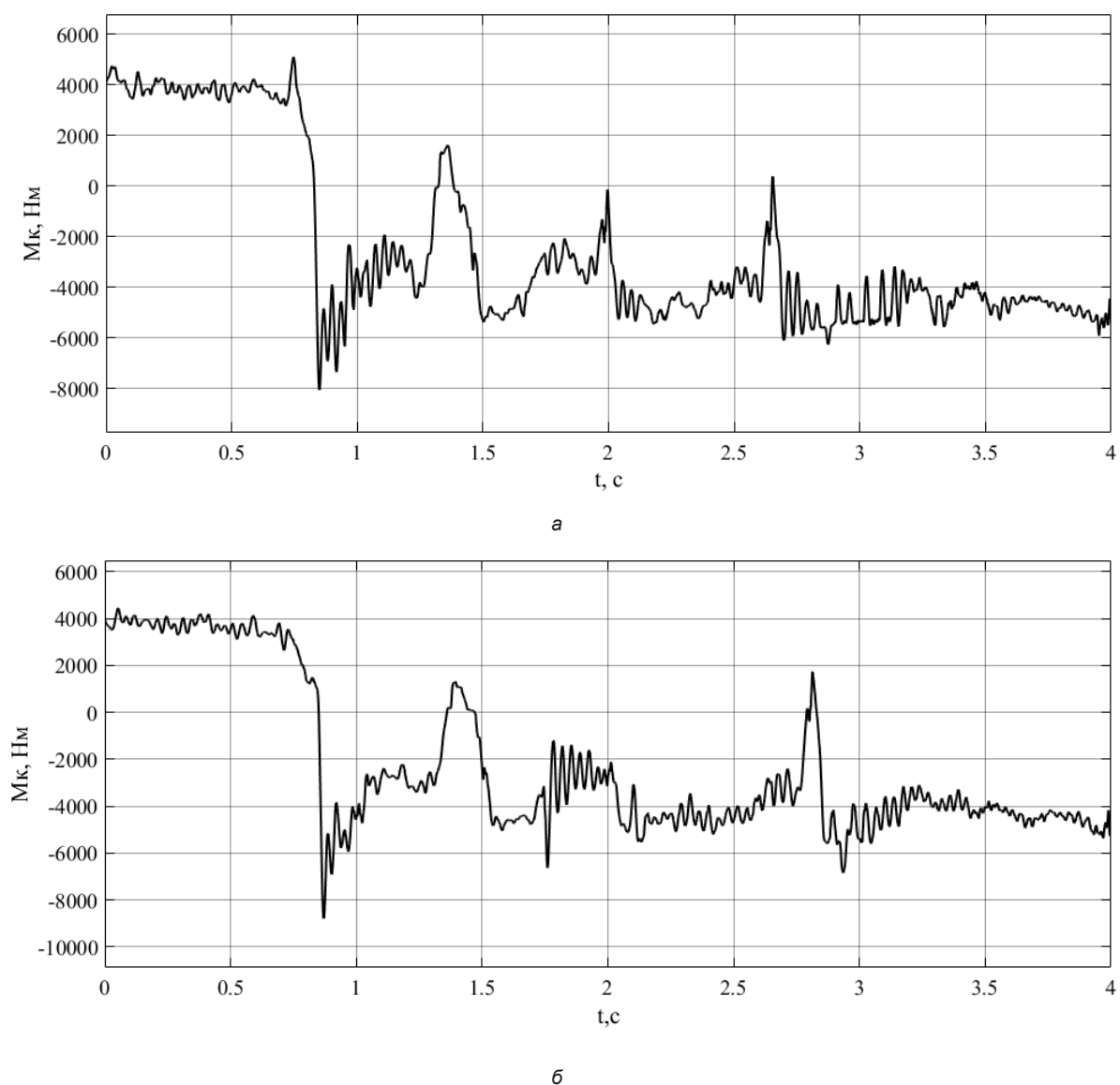
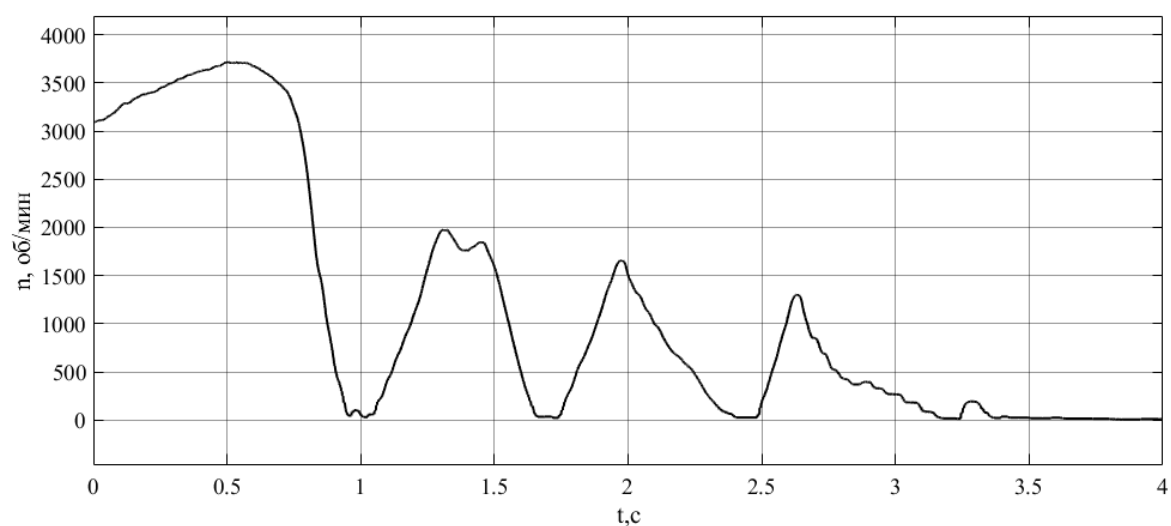
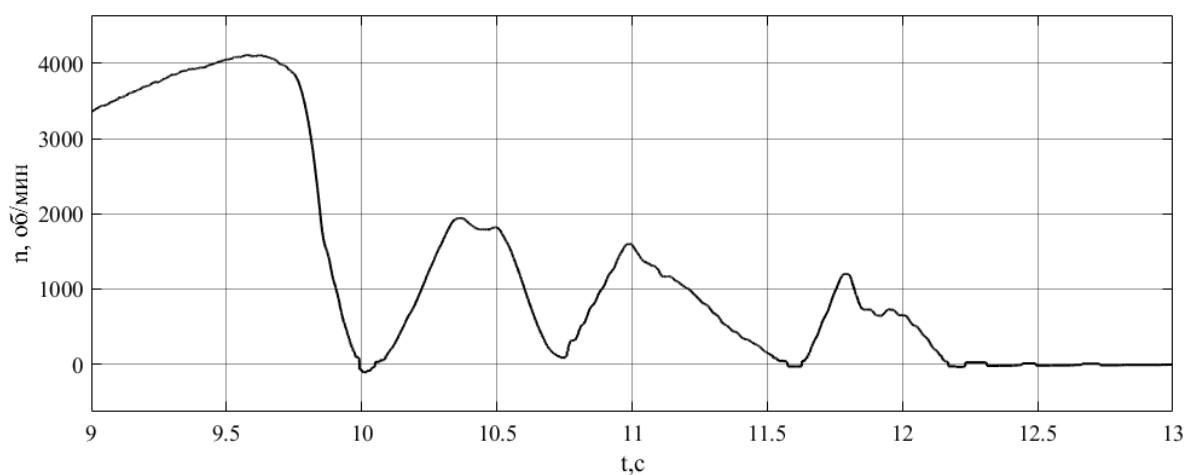


Рисунок 11 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 3: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 11 – Torque at wheel M_k , Nm with deactivated system of self-excited vibration suppression, run No. 3: a) left; b) right.
Source: compiled by the author.



а



б

Рисунок 12 – Частота вращения вала тягового электродвигателя n , об/мин с деактивированной системой подавления автоколебаний, заезд № 3: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 12 – Traction motor shaft speed n , rpm with deactivated system of self-excited vibration suppression, run No. 3: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

На приведённых регистрируемых зависимостях отчётливо видны участки работы антиблокировочной системы, сопровождаемые при этом возбуждением автоколебательных явлений для крутящих моментов на колёсах. Обнаруживается изменение знака крутящего момента, приложенного к колесу, что свиде-

тельствует о наличии перекадки зубьев в зацеплении при активации антиблокировочной системы. Для реализации частот вращения колёс в данном случае существенного возбуждения автоколебательных явлений не обнаружено.

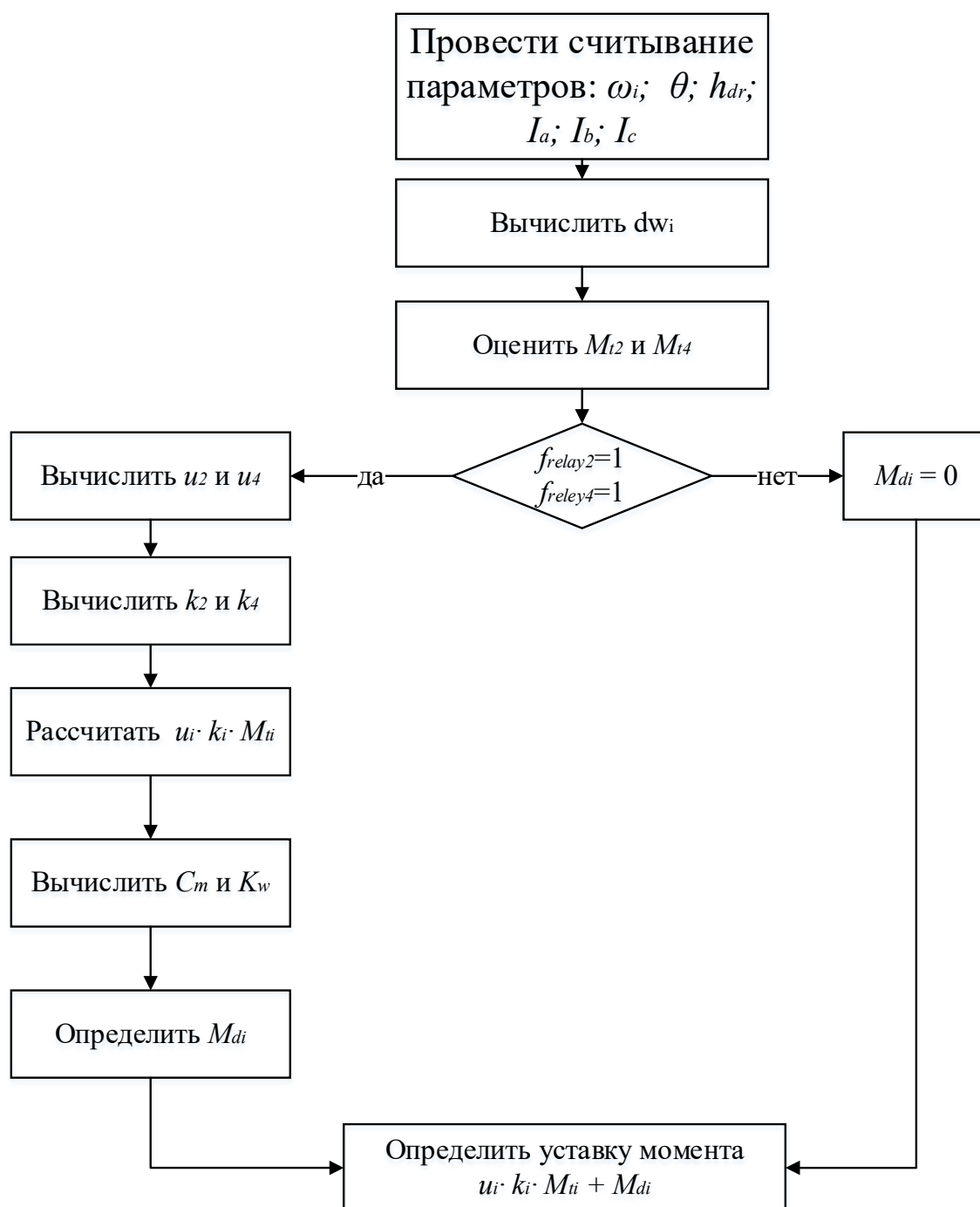


Рисунок 13 – Алгоритм управления²: dw_i – скольжение i -го колеса; k_i – коэффициент коррекции учёта криволинейности движения; u_i – управляющие сигналы
Источник: составлено автором².

Figure 13 – Control algorithm²: dw_i – slip of the w -wheel; k_i – correction factor for curvature; u_i – control signals
Source: compiled by the author².

Исследование при интенсивном торможении с активированной системой подавления автоколебаний

Исходя из вышеизложенного, можно представить алгоритм управления демпфирующим моментом следующим образом (рисунок 13)⁵.

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

В случае детектирования повышенного скольжения $dw_i > 0,3$ система определяет коэффициент демпфирования K_w для левого и правого колёс по отдельности $K_w \geq 2\sqrt{J_k C_m}$, где угловую жёсткость $C_{mi} = \frac{\Delta M_{ti}}{\Delta \omega_{ki}}$ для i-го ко-

леса оцениваемая в процессе управления. Производится оценка тормозного, рекуперативного момента на колёсах развиваемого тяговыми электродвигателями M_{t2}, M_{t4} , осуществляется расчёт демпфирующего момента $M_{di} = -K_{wi}\omega_{ki}f_{relayi}$ и корректировка момента развиваемого электродвигателем $M_{ti} + M_{di}$.

На рисунках 14, 15, 16, 17, 18, 19 представлены реализации регистрируемых автором при выполнении испытательных заездов с интенсивным торможением на скользком опорном основании крутящих моментов на колёсах и частот вращения ротора электродвигателей для транспортного средства, оснащённого антиблокировочной системой с функцией подавления автоколебаний.

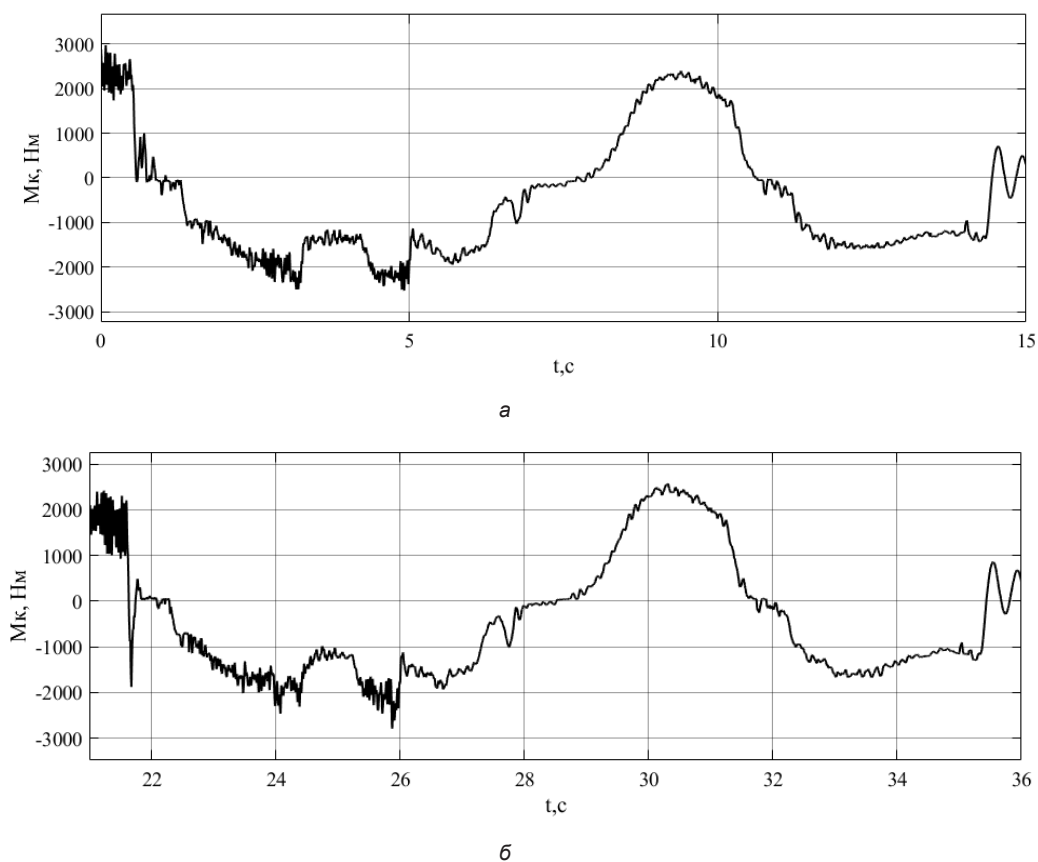
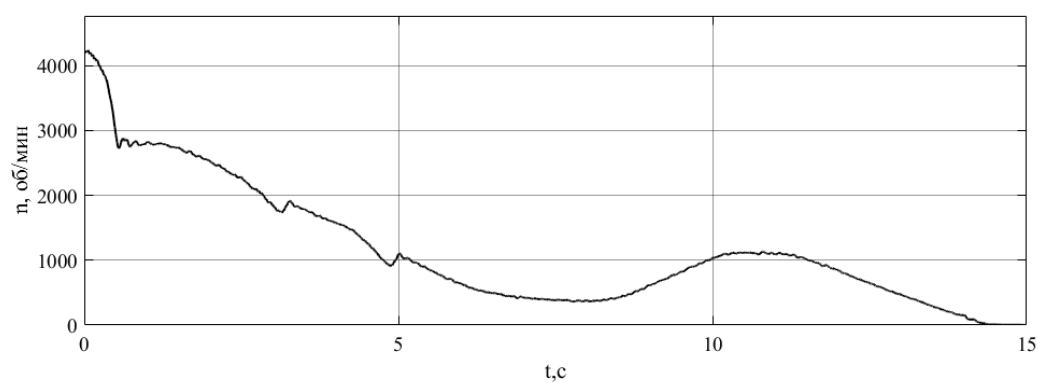


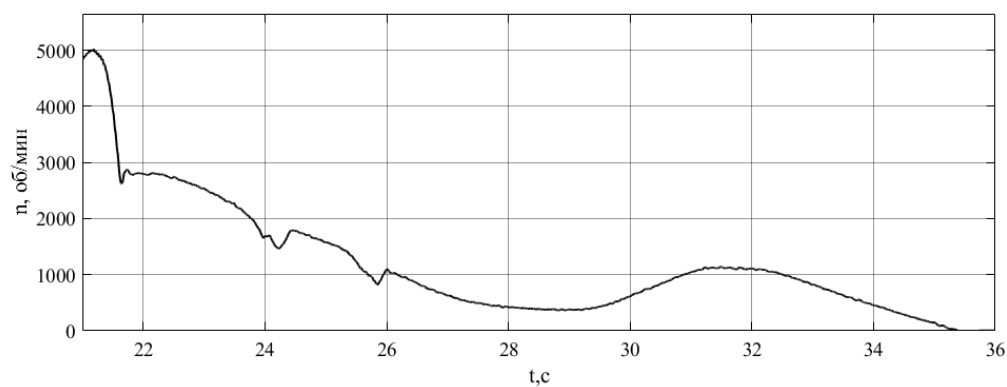
Рисунок 14 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 1: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 14 – Torque at wheel M_k , Nm with activated system of self-excited vibration suppression, run №1: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

⁵ 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.



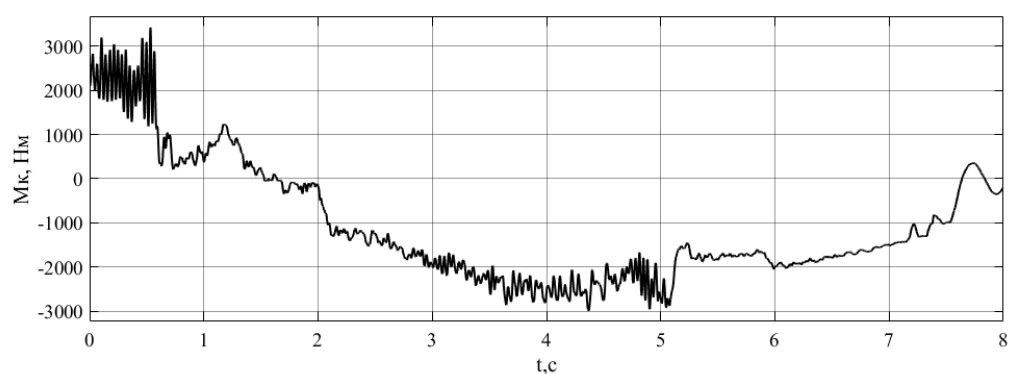
а



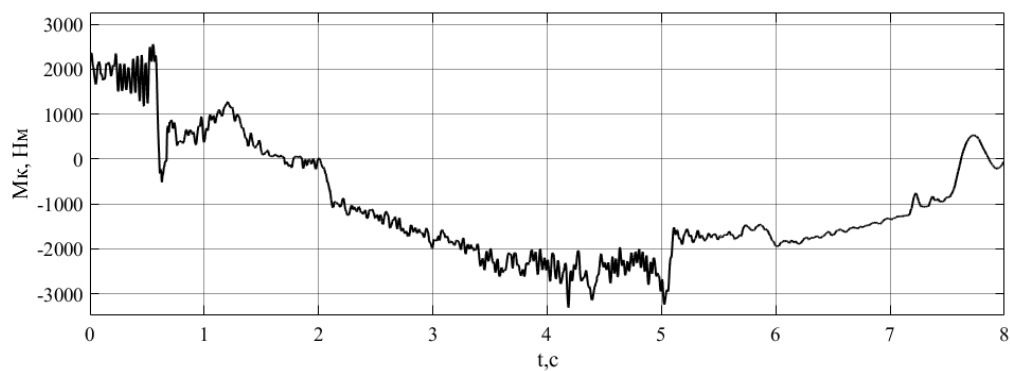
б

Рисунок 15 – Частота вращения вала тягового электродвигателя n , об/мин с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 1: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 15 – Traction motor shaft speed n , rpm, with activated system of self-excited vibration suppression, run № 1: а) left; б) right
Source: compiled by the author.



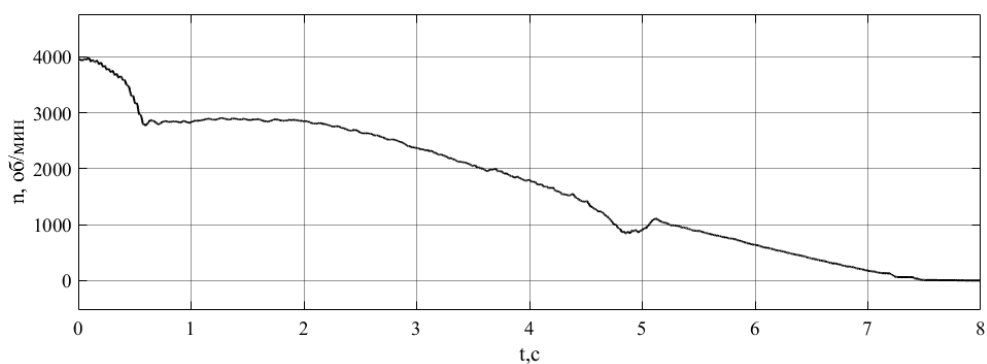
а



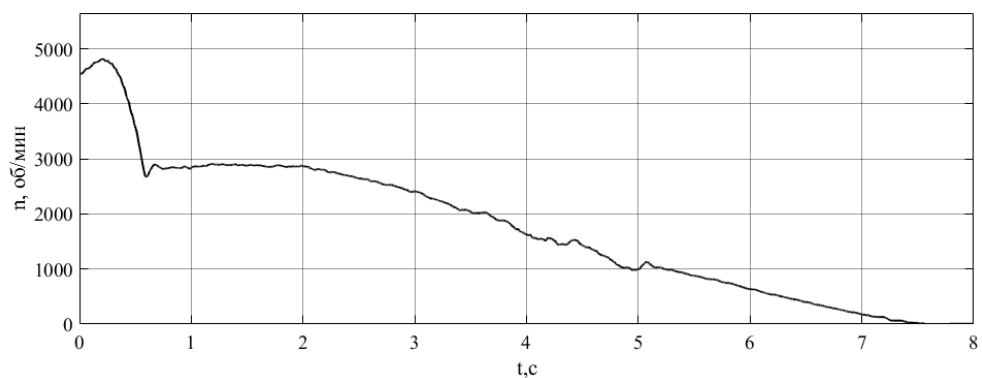
б

Рисунок 16 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 2: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 16 – Torque at wheel M_k , Nm with activated system of self-excited vibration suppression, run No. 2: a) left; b) right
Source: compiled by the author.



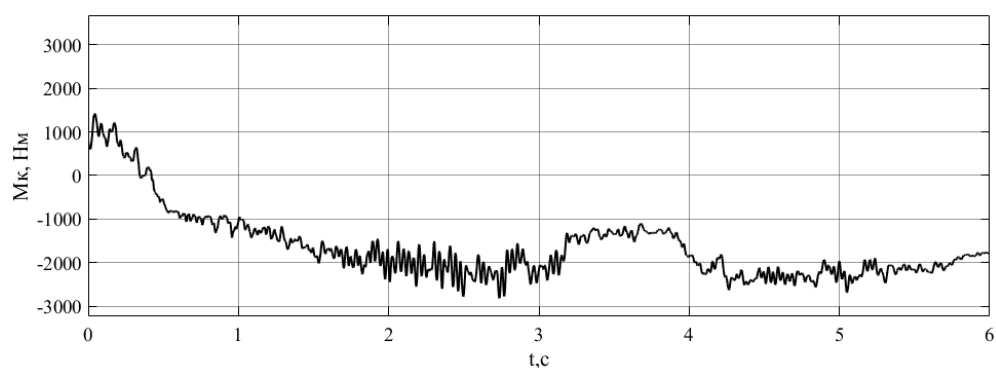
а



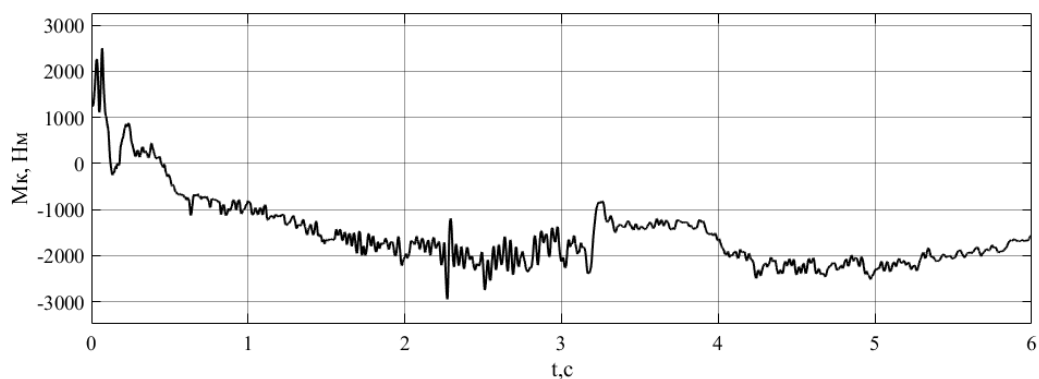
б

Рисунок 17 – Частота вращения вала электродвигателя n , об/мин с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 2: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 17 – Motor shaft speed n , rpm, with activated system of self-excited vibration suppression, run No. 2: а) left; б) right
Source: compiled by the author.



а



б

Рисунок 18 – Крутящий момент на колесе M_k , Нм с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 3: а – на левом; б – на правом
Источник: составлено автором.

Figure 18 – Torque at wheel M_k , Nm with activated system of self-excited vibration suppression, run № 3: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

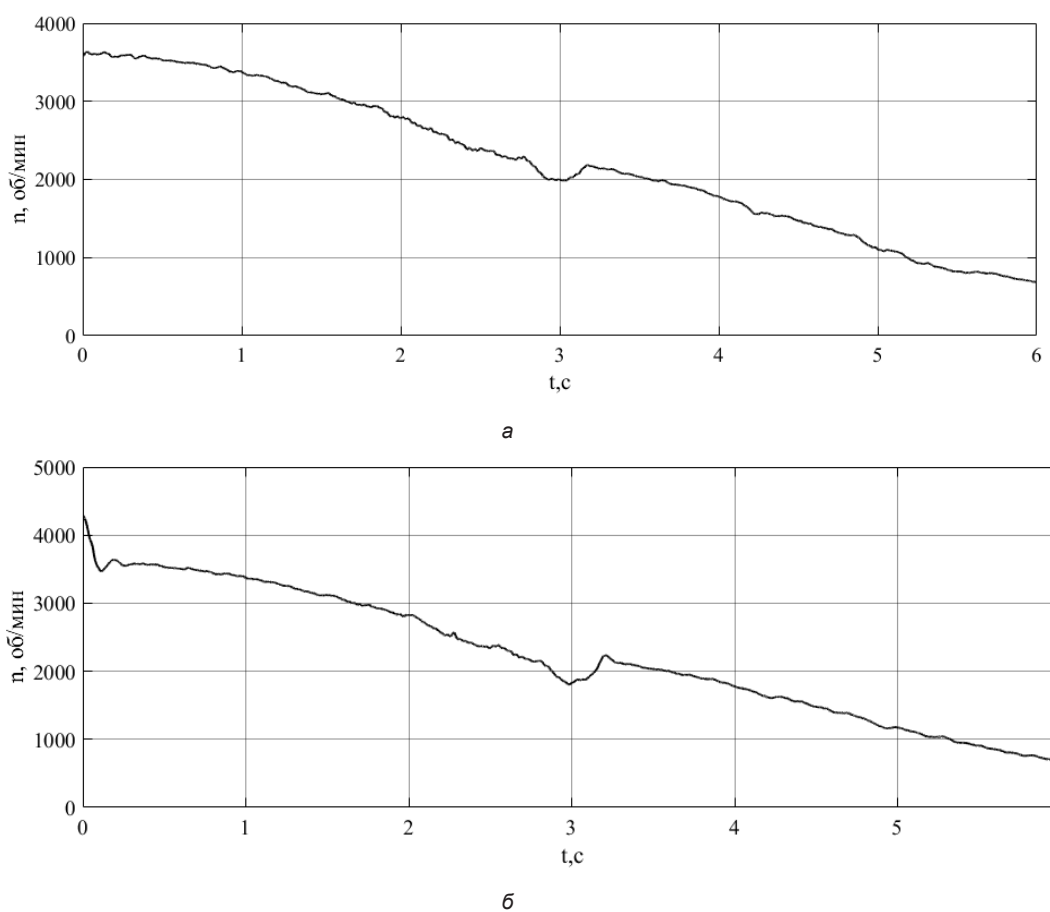


Рисунок 19 – Частота вращения вала тягового электродвигателя n , об/мин с активированной системой подавления автоколебаний, заезд № 3: а – левого; б – правого
Источник: составлено автором.

Figure 19 – Traction motor shaft speed n , rpm, with activated system of self-excited vibration suppression, run No. 3: a) left; b) right
Source: compiled by the author.

На приведённых регистрируемых зависимостях отчётливо видны участки работы антиблокировочной системы при повышенном скольжении колёс. Возбуждаемые при этом колебательные явления менее интенсивны, чем в предыдущем случае и характеризуются меньшим значением амплитуд, что свидетельствует об эффективности алгоритма подавления автоколебательных явлений. Для реализации частот вращения колёс в данном случае возбуждение автоколебательных явлений не обнаружено.

При интенсивных торможениях на опорном основании с низкими сцепными свойствами (лёд, лёд со снегом, мокрый асфальт и др.) для транспортного средства, не оснащенного алгоритмом подавления автоколебаний, усреднённые амплитуды колебаний крутящих моментов находятся в диапазоне 1850...2500 Нм, с максимальными значениями амплитуды в диапазоне 6000...8500 Нм.

При оснащении системы управления транспортного средства алгоритмом подавления автоколебаний, при интенсивном торможении усреднённые амплитуды колебаний крутящих моментов находятся в диапазоне 500...750 Нм, с максимальными значениями амплитуды в диапазоне 1000...1500 Нм.

Применение алгоритма подавления автоколебаний в системе управления позволяет снизить величины максимальных амплитуд в 6 раз, усредненных амплитуд в 3...3,5 раза, исключая при этом изменения знака момента.

ВЫВОДЫ

Методами экспериментальных исследований установлена работоспособность и эффективность алгоритма подавления автоколебаний в системе электромеханического привода ведущих колёс транспортного средства, что позволяет рекомендовать его использование при разработке систем управления.

Методами экспериментальных исследований выявлено, что применение алгоритма подавления автоколебаний в системе управления позволяет снизить величины максимальных амплитуд в 6 раз, усредненных амплитуд в 3...3,5 раза, исключая при этом изменения знака момента при интенсивных замедлениях транспортного средства.

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., Gheorghi 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. 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.

7. 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.

8. Климов А.В. Исследование режимов возникновения автоколебаний в тяговом электроприводе электробуса в условиях эксплуатации // Грузовик. 2024. № 3. С. 3–8. DOI 10.36652/1684-1298-2024-3-3-8. EDN FXLUUX.

9. 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 // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. 12 (4). pp. 1064–1071.

10. 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.

11. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

12. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

13. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

14. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.

15. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002.

16. 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.

17. 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.

18. Klimov A.V., Ospanbekov B.K., Keller A.V. [et al.] Research into the Peculiarities of the Individual Traction Drive Nonlinear System Oscillatory Processes // World Electric Vehicle Journal. 2023. Vol. 14, No. 11. P. 316. DOI 10.3390/wevj14110316. EDN BIISTI.

19. 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.

20. Шамберов В.Н. Фрикционные автоколебания в механических системах // Известия вузов. Приборостроение. 2010. Т. 53, № 2. С. 24–28.

21. Климов А.В. Наблюдатель тягового электромагнитного момента на валу тягового электродвигателя // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 5. С. 423–432. DOI 10.17816/0321-4443-472138. EDN VHDJBL.

22. Климов А.В. Синтез адаптивного наблюдателя момента сопротивления на валу тягового электродвигателя // Тракторы и сельхозмашины. 2023. Т. 90, № 2. С. 99–105. DOI 10.17816/0321-4443-119856. EDN VKZKOY.

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 ship-slip) 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. 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.)

7. 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 «MAIMI». 2023; 17(1): 87–96. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-115233> (in Russ.)

8. Klimov A.V. Investigation of the modes of occurrence of self-oscillations in the electric traction drive of an electric bus under operating conditions. *Truck*. 2024; 3: 3–8. DOI 10.36652/1684-1298-2024-3-3-8. EDN FXLUUX. (in Russ.)

9. 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 ARP. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2017; 12 (4): 1064–1071.

10. Ergin A.A., Kolomejtseva M.B., Kotiev G.O. Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel. *Pribory i Sistemy Upravljeniya*. 2004; (9): 11–13.

11. Aref M.A. Soliman, Mina M.S. Kaldas. An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

12. Chendi Sun and Xiaofei Pei. Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

13. Edoardo Sabbioni, Federico Cheli and Vincenzo d'Alessandro. Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench. SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.

14. Hart P.M. Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements), Draft Report, 24 April 2003.

15. Kurt M. Marshek, Jerry F. Guderman II, Mark J. Jonson. Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002.

16. 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.)

17. 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 «MAIMI*. 2020; 1(43): 51–56. (in Russ.)

18. Klimov A.V., Ospanbekov B.K., Keller A.V. [et al.] Research into the Peculiarities of the Individual Traction Drive Nonlinear System Oscillatory Processes. *World Electric Vehicle Journal*. 2023; Vol. 14, No. 11: 316. DOI 10.3390/wevj14110316. EDN BIISTI.

19. 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.)

20. Shamberov V.N. Friction self-oscillations in mechanical system. *Journal of Instrument Engineering*. 2010; issue 53, No. 2: 24–28. (in Russ.)

21. Klimov AV. The observer of traction electromagnetic torque at the shaft of a traction electric motor. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023; 90(5): 423–431. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-472138>

22. Klimov, A.V. Synthesis of an adaptive observer of the resistance torque at a shaft of a traction electric motor. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2023; 90(5): 99–105. DOI 10.17816/0321-4443-119856. EDN: VKZKOY.

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 Се-

меновская, 38), **ORCID:** <http://orcid.org/0000-0002-5351-3622>; **SPIN:** 7637-3104; e-mail: klimmanen@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Alexander V. Klimov – Cand. of Sci. (Engineering), 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:** <http://orcid.org/0000-0002-5351-3622>; **SPIN:** 7637-3104; e-mail: klimmanen@mail.ru