

УДК 629.015

EDN: PSBFIA

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

А.В. Климов

ORCID: 0000-0002-5351-3622 e-mail: klimmanen@mail.ru

ООО «Инновационный центр КАМАЗ»

Москва, Россия

А.В. Антонян

ORCID: 0000-0002-5566-6569 e-mail: AntonyanAV@kamaz.ru

ООО «Инновационный центр КАМАЗ»

Москва, Россия

Предложен и верифицирован метод наблюдения буксования ведущего колеса с функцией подавления автоколебаний, заключающийся в выводе из системы свободной энергии колебательного движения в случае развития процесса с отрицательным затуханием. В результате исследования получен эффективный алгоритм подавления автоколебательных явлений в электромеханической системе привода колеса. Его применение снижает пиковые значения (амплитуды) колебаний угловых скоростей колес; пиковые значения автоколебательного процесса по угловым скоростям снижаются на 12,3 %, а для крутящих моментов – на 38 %. Практическая ценность исследования заключается в возможности использования разработанного алгоритма подавления автоколебаний для систем управления транспортными средствами различного класса, оснащенными индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес.

Ключевые слова: автоколебания, отрицательное затухание колебаний, отрицательное вязкое трение, скольжение, шина, функция Ляпунова, демпфирование колебаний, импульсное подавление колебаний.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Климов, А.В. Исследование работоспособности алгоритма импульсного подавления автоколебательных явлений в электромеханической системе тягового электрического привода в тяговом режиме методами имитационного моделирования / А.В. Климов, А.В. Антонян // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 2. С. 111-122. EDN: PSBFIA

**SIMULATION STUDY OF PERFORMANCE
OF ALGORITHM FOR PULSE SUPPRESSION OF SELF-OSCILLATING
PHENOMENA IN ELECTROMECHANICAL SYSTEM
OF TRACTION ELECTRIC DRIVE IN TRACTION MODE**

A.V. Klimov

ORCID: 0000-0002-5351-3622 e-mail: klimmanen@mail.ru

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

A.V. Antonyan

ORCID: 0000-0002-5566-6569 e-mail: AntonyanAV@kamaz.ru

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

Abstract. The paper presents a method for observing the slipping of the drive wheel with the function of suppressing self-oscillations, where the oscillatory motion is removed from the free energy system in the case of the development of a process with negative damping. The proposed algorithm for suppressing self-oscillatory phenomena in the electromechanical wheel drive system has shown its efficiency. Peak values (amplitudes) of wheel angular velocity oscillations are reduced by 12.3 %, for torques oscillations – by 38 %. The developed algorithm for suppressing self-oscillations can be used as part of control systems for vehicles of various classes equipped with an individual traction electric drive of the drive wheels.

Key words: self-oscillations, negative oscillation damping, negative viscous friction, slip, tire, Lyapunov function, oscillation damping, impulse suppression of oscillations.

FOR CITATION: A.V. Klimov, A.V. Antonyan. Simulation study of performance of algorithm for pulse suppression of self-oscillating phenomena in electromechanical system of traction electric drive in traction mode. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2024. № 2. Pp. 111-122. EDN: PSBFIA

О возможности зарождения автоколебательных явлений в электромеханической системе

В [1] показано, что в автоколебаниях переменная сила, поддерживающая движение, создается или управляется самим движением, и при его прекращении исчезает. В вынужденных колебаниях поддерживающая движение переменная сила существует независимо от движения и остается даже в том случае, когда колебательное движение прекращается. Существует еще одна точка зрения [2], согласно которой они рассматриваются как свободные колебания с отрицательным затуханием, и она не противоречит предыдущей. Дело в том, что обычная сила вязкости, вызывающая затухание, есть сила, пропорциональная скорости колебания и направленная против нее. Отрицательная же сила затухания также пропорциональна скорости, но направлена в сторону скорости. Поэтому вместо уменьшения амплитуд при свободных колебаниях в данном случае вследствие отрицательного затухания мы имеем их увеличения. Поскольку сила затухания, будь она положительна или отрицательна, исчезает при остановке движения, второе определение находится в согласии с первым.

В работах [3-8] показано что для механической системы *дорога – эластичное колесо – электромеханический привод* имеет место зарождение автоколебательных процессов как для тягового, так и тормозного режима качения колеса. Автоколебания зарождаются, когда рабочая точка системы находится на падающем участке кривой трения скольжения, которому свойственно снижение силы трения при росте скорости скольжения. Этому участку свойственно такое понятие, как *отрицательное вязкое трение* [9]. В работах [3-8] также показано, что при возбуждении автоколебательных процессов увеличиваются динамические нагрузки на механический привод, вплоть до выхода его из строя.

Метод импульсного подавления автоколебательного процесса в тяговом электроприводе, работающем в тяговом режиме

Процесс зарождения автоколебаний нелинейного осциллятора рассматривается в [10] как процесс потери устойчивости. Рассмотрим вращательное движение ведущего колеса и ротора тягового электродвигателя. В качестве управляющего фактора, препятствующего зарождению автоколебательного процесса крутящего момента тягового электродвигателя, будем рассматривать крутящий момент «вязкого трения» вида:

$$M_d = -K_w \omega_k, \quad (1)$$

направленный против угловой скорости вращения колеса ω_k (здесь K_w – коэффициент вязкого трения). Тогда получим следующие уравнения:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_k = \omega_k \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k} [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - Fr_k - K_w \omega_k] \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} [-c_m(\varphi_m - \varphi_k) + M_t + K_w \omega_k] \end{cases} \quad (2)$$

Для анализа устойчивости решения системы уравнений (1) воспользуемся вторым методом Ляпунова. Составим кандидата на функцию Ляпунова U в виде квадратичной формы фазовых переменных:

$$U = \frac{1}{2} (\varphi_k^2 + \omega_k^2 + \varphi_m^2 + \omega_m^2) > 0 \quad (3)$$

Полная производная от функции (2) по времени:

$$\frac{dU}{dt} = (\varphi_k \omega_k + \varphi_m \omega_m) + \left(\frac{\omega_k}{J_k} - \frac{\omega_m}{J_m} \right) [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - K_w \omega_k] - \frac{\omega_k}{J_k} Fr_k + \frac{\omega_m}{J_m} M_t. \quad (4)$$

Чтобы система (2) была устойчивой, необходимо выполнение условия $\frac{dU}{dt} \leq 0$. Рассмотрим, в каких случаях оно возможно. Для этого проанализируем каждое слагаемое выражения (4).

Слагаемое $A_s = \varphi_k \omega_k + \varphi_m \omega_m > 0$, но при этом оно ограничено по абсолютному значению, т.к. $0 \leq \varphi_k \leq 2\pi$; $0 \leq \varphi_m \leq 2\pi$; $0 \leq \omega_k \leq \omega_{kmax}$; $0 \leq \omega_m \leq \omega_{mmax}$. Для того, чтобы выражение (4) было неположительным, необходимо снижать ω_k и ω_m , т.е. уменьшать крутящий момент M_t при буксовании ведущих колес, что является стандартной функцией алгоритма работы любой противобуксовочной системы.

Второе слагаемое $B_s = \left(\frac{\omega_k}{J_k} - \frac{\omega_m}{J_m} \right) [c_m(\varphi_m - \varphi_k) - K_w \omega_k]$ является знакопеременным. В качестве фактора, управляющего значением B_s , может выступить демпфирующий момент $M_d = -K_w \omega_k$. В случае, если $\frac{\omega_k}{J_k} - \frac{\omega_m}{J_m} > 0$, необходимо, чтобы упругий момент был меньше демпфирующего $C_m(\varphi_m - \varphi_k) < K_w \omega_k$.

Для выполнения условия (2) необходимо увеличивать коэффициент демпфирования K_w . Чтобы определиться, в каких случаях необходимо это делать, обратимся к условию (1), которое означает, что скорость вращения колеса больше скорости вращения электромагнитного поля в тяговом электродвигателе. При этом электродвигатель переходит в генераторный режим, момент M_t будет снижаться вплоть до перехода в область отрицательных значений (рекуперация); ω_k будет резко увеличиваться, что может привести к увеличению значения диагностического признака буксования i -го ведущего колеса в тяговом режиме качения dw_i . Управление демпфированием K_w с целью исключения пробуксовки колес и недопущения возникновения автоколебаний необходимо проводить таким образом, чтобы обеспечить оптимальное значение проскальзывание dw_i ведущих колес в диапазоне $0,1 \leq dw_i \leq 0,3, i = 2; 4$ [11]. Исходя из вышеизложенного, выражение для управляющего момента демпфирования M_d может быть представлено в следующем виде:

$$M_d = -K_w \omega_k f_{relay} \quad (1)$$

где f_{relay} – релейная функция, введение которой необходимо для снижения вероятности возникновения автоколебательного процесса в контуре управления.

Рассмотрим теперь случай:

$$\frac{\omega_k}{J_k} - \frac{\omega_m}{J_m} \leq 0 \quad (4)$$

По аналогии с предыдущим случаем, условие (4) равносильно выполнению условия $f_{relay} = 0$. Тогда для обеспечения условия $B_s < 0$ необходимо обеспечить $K_w = 0$. При этом B_s будет иметь максимальное по абсолютной величине значение.

Теперь в выражении (4) проанализируем слагаемое $C_s = -\frac{\omega_k}{J_k} Fr_k < 0$. Т.к. это слагаемое меньше нуля, ничего предпринимать не следует.

Слагаемое $D_s = \frac{\omega_m}{J_m} M_t > 0$, и при повышенном буксовании необходимо снижать M_t , что является стандартной функцией противобуксовочной системы.

Можно сделать вывод о том, что, поскольку в тяговом режиме работы ТЭД автоколебательные процессы зарождаются при повышенных значениях проскальзывания ведущих колес, то для их подавления необходимо создать алгоритм протобуксовочной системы, который будет включать в себя дополнительную функцию импульсного подавления автоколебаний за счет введения в назначение уставки крутящего момента для ТЭД дополнительного слагаемого (3), представляющего собой момент «вязкого трения» вида, направленный против угловой скорости вращения колеса ω_k .

Для определения значения коэффициента демпфирования K_w воспользуемся результатами исследований, приведенных в [12], где показано, что зародившиеся автоколебания в системах вида (2) исчезают при:

$$K_w \geq 2\sqrt{J_k C_m} \quad (5)$$

Угловую жесткость C_{mi} для i -го колеса можно оценить в процессе управления как:

$$C_{mi} = \frac{\Delta M_{ti}}{\Delta \omega_{ki}}, i = 1; 2. \quad (6)$$

где приращения оценок электромагнитного крутящего моментов $\Delta M_{t2} = M_{t2}(t_j) - M_{t2}(t_{j-1})$, $M_{t4} = M_{t4}(t_j) - M_{t4}(t_{j-1})$ и угловой скорости колес $\Delta \omega_{k2} = \omega_{k2}(t_j) - \omega_{k2}(t_{j-1})$, $\omega_{k4} = \omega_{k4}(t_j) - \omega_{k4}(t_{j-1})$; t_j, t_{j-1} – текущий и предыдущий моменты времени.

Алгоритм подавления автоколебаний в тяговом режиме качения колеса

На основании сигналов от датчиков угловой скорости колес блок управления, оснащенный алгоритмом подавления автоколебаний, определяет для функционирования следующие характеристики:

- скорость движения электробуса (на основании угловой скорости неведущих колес);
- характер движения электробуса – прямолинейное или криволинейное (на основании сравнения угловых скоростей неведущих колес);
- проскальзывание ведущих колес (на основании разности угловых скоростей ведущих и неведущих колес).

Работа алгоритма подавления автоколебаний подчинена управлению электромеханической системой электродвигатель-механический привод-колесо, состояние которой описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_k \dot{\omega}_{k2} = u_2 k_2 M_{ТЭД2} - M_2 + M_{d2} \\ J_k \dot{\omega}_{k4} = u_4 k_4 M_{ТЭД4} - M_4 + M_{d4} \end{cases}$$

где индекс «2» относится к левому ведущему колесу, индекс «4» - к правому; $M_{ТЭД2}, M_{ТЭД4}$ – уставки крутящих моментов тяговых электродвигателей для левого и правого ведущих колес соответственно (в соответствии с запросом педали акселератора h_{dr}); u_2, u_4 – управляющие сигналы для ведущих колес; k_2, k_4 – коэффициенты коррекции, позволяющие учесть перерас-

пределение тормозного момента при криволинейном движении; M_2, M_4 – моменты сопротивления качению на ведущих колесах; $M_{д2}, M_{д4}$ – демпфирующие моменты, подавляющие автоколебания.

Управляющие сигналы u_2, u_4 и коэффициенты коррекции k_2 и k_4 будем вычислять по зависимостям, приведенным в [13]. Алгоритм подавления автоколебательных явлений в тяговом режиме качения колеса при возникновении буксования представлен на рис. 1 [14].

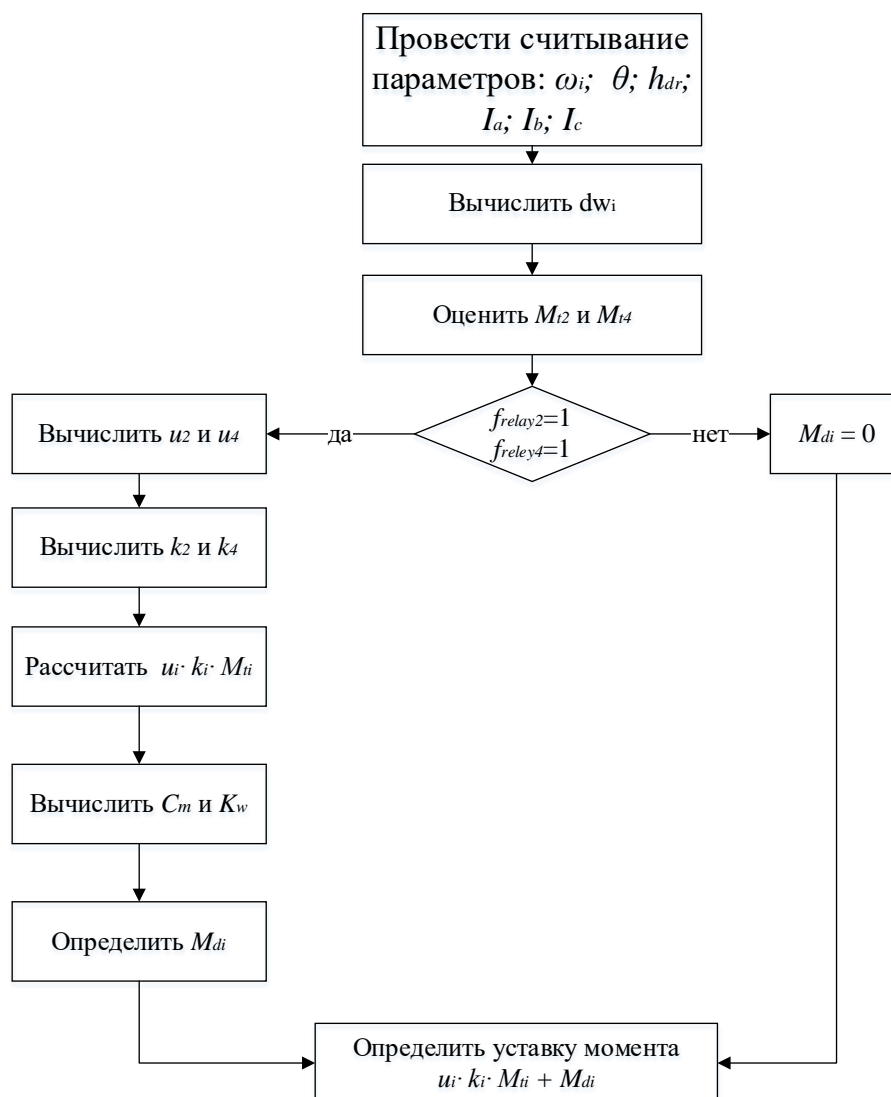


Рис. 1. Блок-схема алгоритма подавления автоколебательных явлений в тяговом режиме качения колеса

Fig. 1. Block diagram of the algorithm for suppressing self-oscillatory phenomena in the traction mode of wheel rolling

1. Вычислить диагностические признаки буксования dw_2 и dw_4 и функции f_{relay2} и f_{relay4} для левого и правого ведущих колес.
2. Провести оценку значений крутящих моментов M_{t2}, M_{t4} для левого и правого тяговых электродвигателей.
3. Если функции $f_{relay2} = 1$ или $f_{relay4} = 1$:
 - 3.1. Вычислить управляющие сигналы u_2 или u_4 и коэффициенты коррекции k_2 или k_4 .

- 3.2. Рассчитать требуемый крутящий момент для левого $u_2 k_2 M_{тэд_2}$ или правого $u_4 k_4 M_{тэд_4}$ ведущих колес.
 - 3.3. Вычислить угловые жесткости C_{m2} и C_{m4} по формуле (6).
 - 3.4. Вычислить минимальные значения K_{w2} и K_{w4} по формуле (5).
 - 3.5. Вычислить M_{d2} или M_{d4} по формуле (8).
 - 3.6. Если $f_{relay2} = 0$, то $K_{w2} = 0$ или если $f_{relay4} = 0$, то $K_{w4} = 0$.
 4. Сформировать уставки крутящих моментов $u_2 k_2 M_{тэд_2} + M_{d2}$ для левого и $u_4 k_4 M_{тэд_4} + M_{d4}$ для правого тяговых электрических двигателей.
- На рис. 2 представлена блок-схема для реализации алгоритма подавления автоколебаний в MatLab.

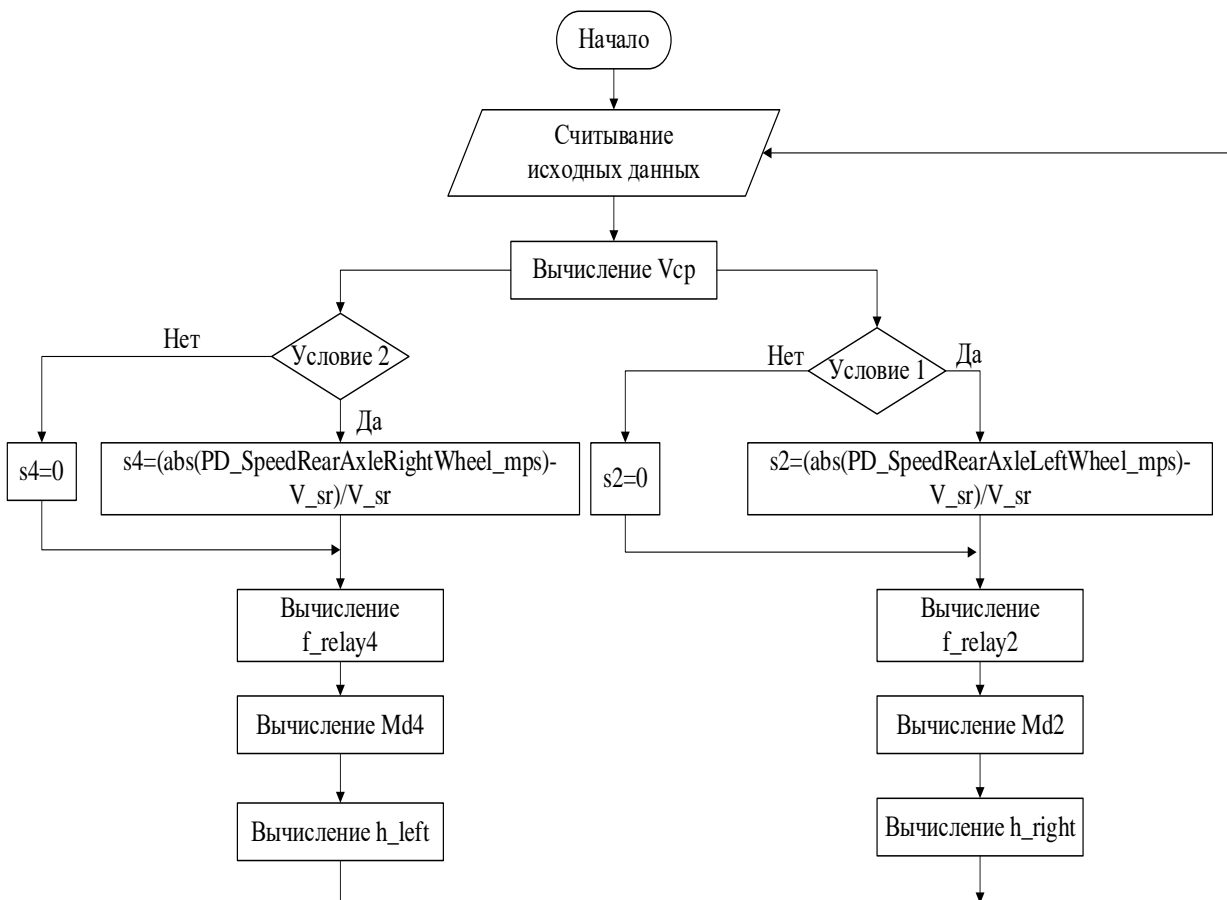


Рис. 2. Блок-схема для реализации алгоритма подавления автоколебаний в MatLab:

Условие 1: $abs(PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps) > V_sr \ \&\& \ V_sr \sim 0$

Условие 2: $abs(PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps) > abs(V_sr) \ \&\& \ V_sr \sim 0$

Fig. 2. Block diagram for implementing the self-oscillation suppression algorithm in MatLab:

Condition 1: $abs(PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps) > V_sr \ \&\& \ V_sr \sim 0$

Condition 2: $abs(PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps) > abs(V_sr) \ \&\& \ V_sr \sim 0$

Результатом работы алгоритма является уставки крутящего момента тягового или рекуперативного для левого h_left и правого h_right тяговых электрических двигателей, скорректированные с учетом демпфирующего автоколебания момента.

Реализация алгоритма подавления автоколебаний в MatLab приведена на рис. 3.

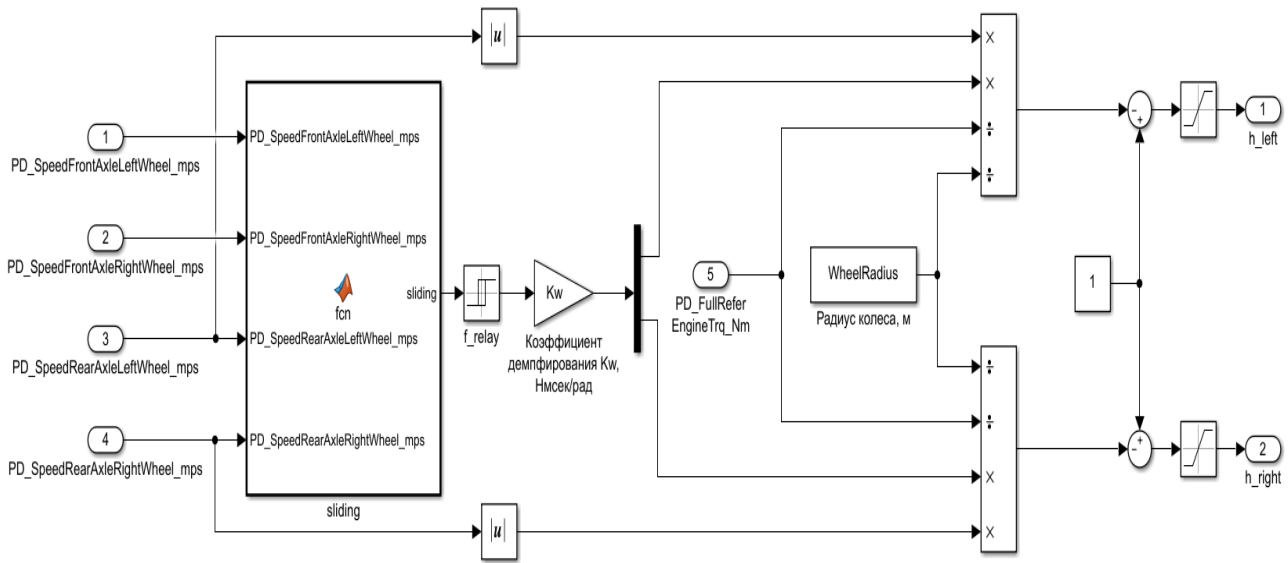


Рис. 3. Реализация алгоритма подавления автоколебаний в MatLab:

PD_SpeedFrontAxleLeftWheel_mps – сигнал о значении линейной скорости переднего левого колеса, м/с;
PD_SpeedFrontAxleRightWheel_mps – сигнал о значении линейной скорости переднего правого колеса, м/с;
PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps – сигнал о значении линейной скорости заднего левого колеса, м/с;
PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps – сигнал о значении линейной скорости заднего правого колеса, м/с

Fig. 3. Algorithm for suppressing self-oscillations in MatLab:

PD_SpeedFrontAxleLeftWheel_mps – signal of the linear speed of the front left wheel, m/s;
PD_SpeedFrontAxleRightWheel_mps – signal of the linear speed of the front right wheel, m/s;
PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps – signal of the linear speed of the rear left wheel, m/s;
PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps – signal of the linear speed of the rear right wheel, m/s

Программная реализация в MatLab функции *sliding* по определению коэффициента скольжения колеса для определения возможности зарождения автоколебательного процесса показана на рис. 4.

```
function sliding = fcn(PD_SpeedFrontAxleLeftWheel_mps,
    PD_SpeedFrontAxleRightWheel_mps, PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps,
    PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps)

    V_sr=abs(PD_SpeedFrontAxleLeftWheel_mps+PD_SpeedFrontAxleRightWheel_mps)/2;
    s2=0;
    s4=0;
    if abs(PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps)>V_sr && V_sr~=0
        s2=(abs(PD_SpeedRearAxleLeftWheel_mps)-V_sr)/V_sr;
    end
    if abs(PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps)>abs(V_sr) && V_sr~=0
        s4=(abs(PD_SpeedRearAxleRightWheel_mps)-V_sr)/V_sr;
    end
    sliding = [s2; s4];
```

Рис. 4. Программная реализация функции расчета коэффициента скольжения колеса

Fig. 4. Wheel slip coefficient calculation function in Matlab

На рис. 5 показана программная реализация определения коэффициента демпфирования K_w .

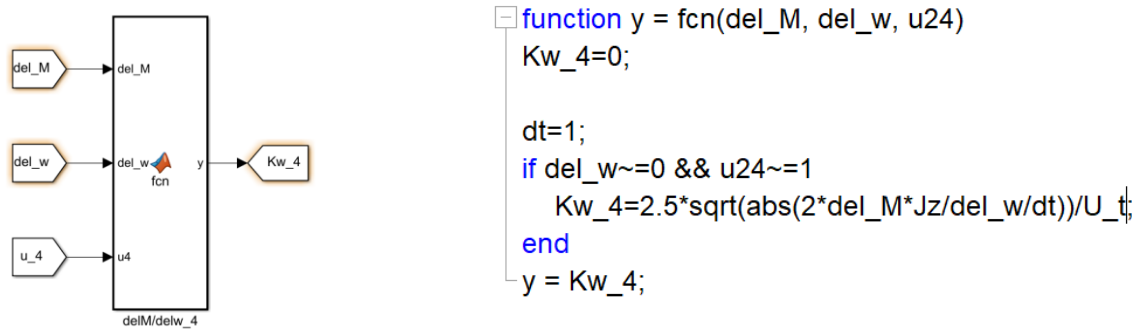


Рис. 5. Программная реализация определения коэффициента демпфирования K_w :
 del_M – приращение крутящего момента, Нм; del_w – приращение угловой скорости, рад/с;
 u_4 – управляющий сигнал уставки крутящего момента привода соответствующего колеса

Fig. 5. Determination of damping factor K_w in Matlab:
 del_M – torque increment, Nm; del_w – angular velocity increment, rad/s;
 u_4 – control signal for setting the torque of the drive of the corresponding wheel

Программная реализация алгоритма определения демпфирующего автоколебания крутящего момента показана на рис. 6.

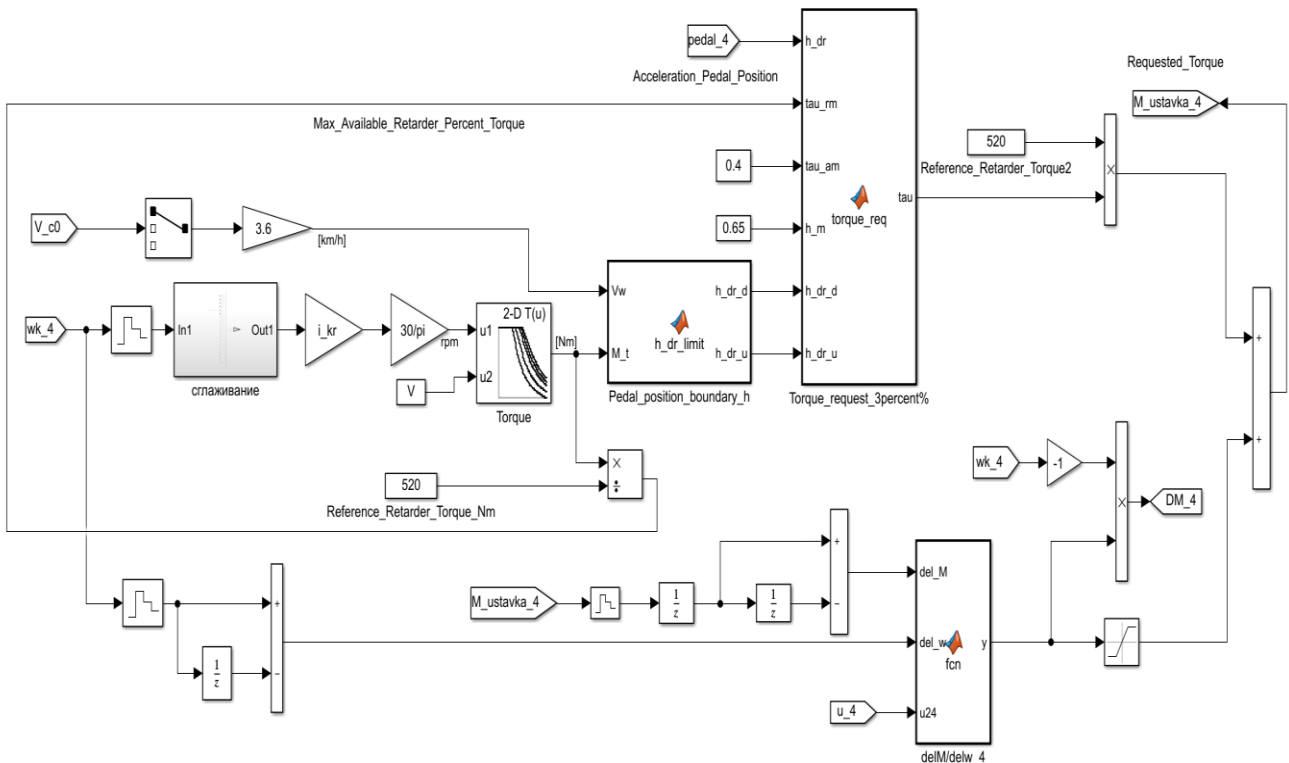


Рис. 6. Программная реализация алгоритма определения демпфирующего автоколебания крутящего момента

Fig. 6. Algorithm for determining damping self-oscillation of torque in Matlab

Исследование работоспособности и эффективности и алгоритма подавления автоколебательных процессов в тяговом режиме

Для исследования эффективности и работоспособности разработанного алгоритма управления индивидуальным тяговым электроприводом с функцией подавления автоколебательных процессов были проведены теоретические исследования движения электробуса полной массой 18 000 кг [14] с помощью имитационного математического моделирования. Режим движения – разгон на сухом асфальте в повороте. Положение педали акселератора поддерживалось на постоянном уровне нажатия 75 %.

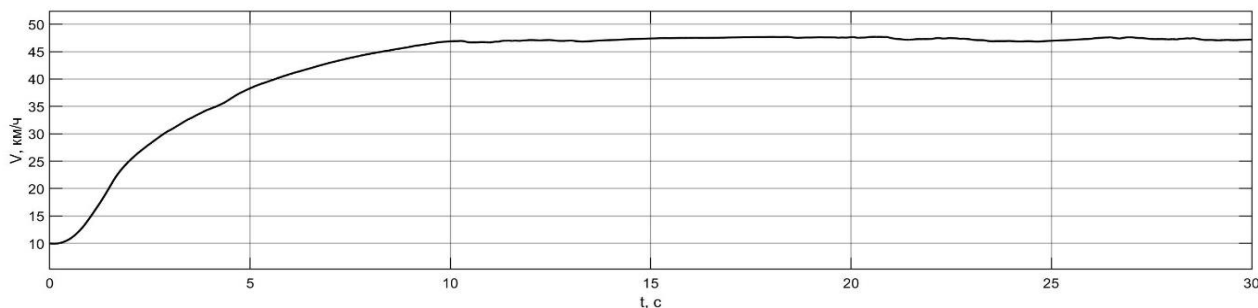
В качестве критериев эффективности алгоритмов работы обычной противобуксовочной системы и противобуксовочной системы с функцией подавления автоколебаний примем следующие показатели. Среднее относительное ε_0 изменение пиковых значений автоколебательного процесса для угловой скорости колес ε_{02}^ω и для крутящего момента тягового электродвигателя ε_{02}^M при сравнительных испытаниях электробуса, не оснащенного системой подавления автоколебаний, и электробуса с функцией подавления автоколебаний:

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{k_0} \sum_{j=1}^{k_{02}} \frac{p_{j0} - p_{j2}}{p_{j0}} 100\%,$$

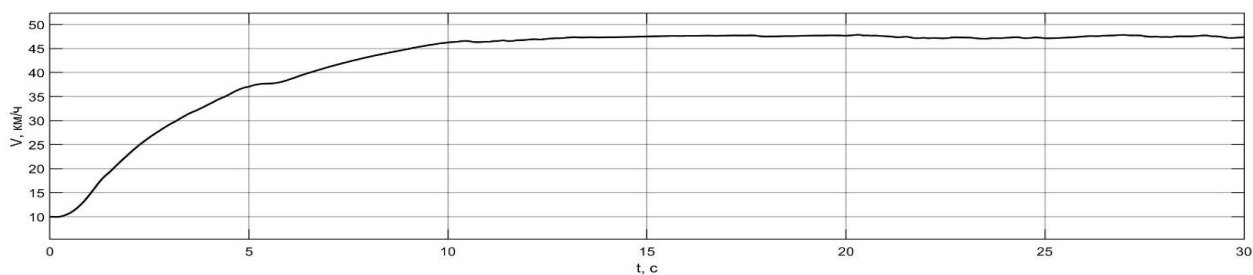
где p_{j0}, p_{j2} – j -ые пиковые значения реализации для электробуса, не оснащенного системой подавления, и электробуса с функцией подавления автоколебаний; k_0 – число парных пиков на реализациях.

Если $\varepsilon_0 > 0$, то работа ПБС с функцией подавления автоколебаний приводит к снижению пиковых значений автоколебаний, если $\varepsilon_0 < 0$ – к увеличению пиковых значений.

На рис. 7 показаны реализации скорости движения электробуса.



а)

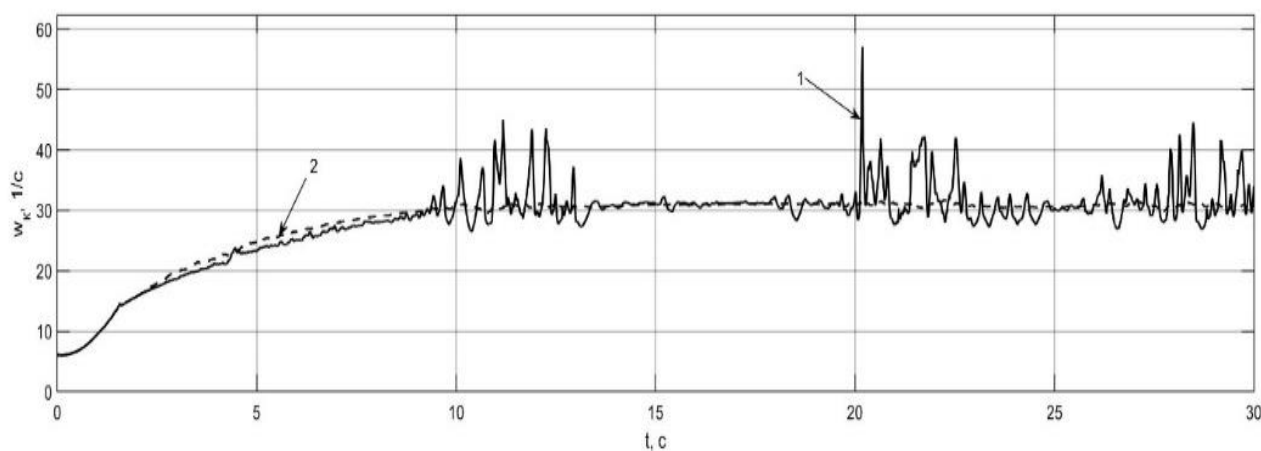


б)

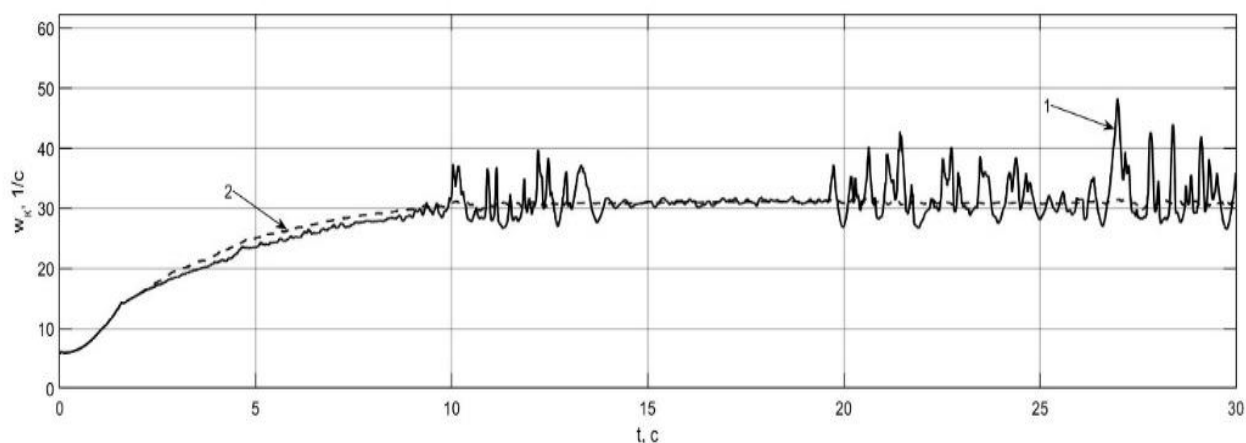
Рис. 7. Реализации скорости движения электробуса при разгоне на сухом асфальте:
а – без функции подавления автоколебаний; б – с ПБС и с функции подавления автоколебаний

Fig. 7. Electric bus speeds during accelerating on dry asphalt:
a – without self-oscillation suppression function; б – with traction control and oscillation suppression function

На рис. 8 показаны реализации угловых скоростей ведущих колес для всех вариантов, а на рис. 9 – оценки моментов тяговых электродвигателей для всех трех вариантов.



а)

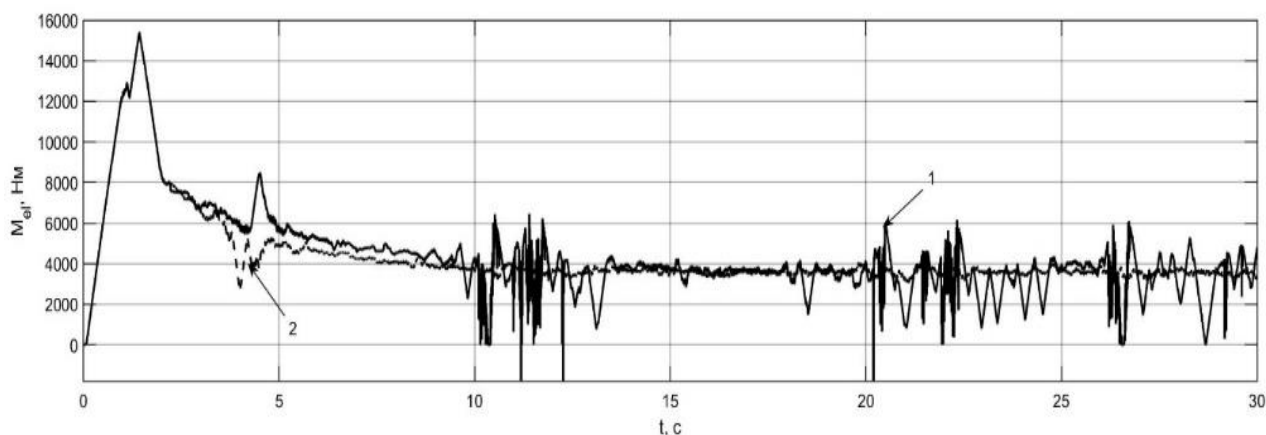


б)

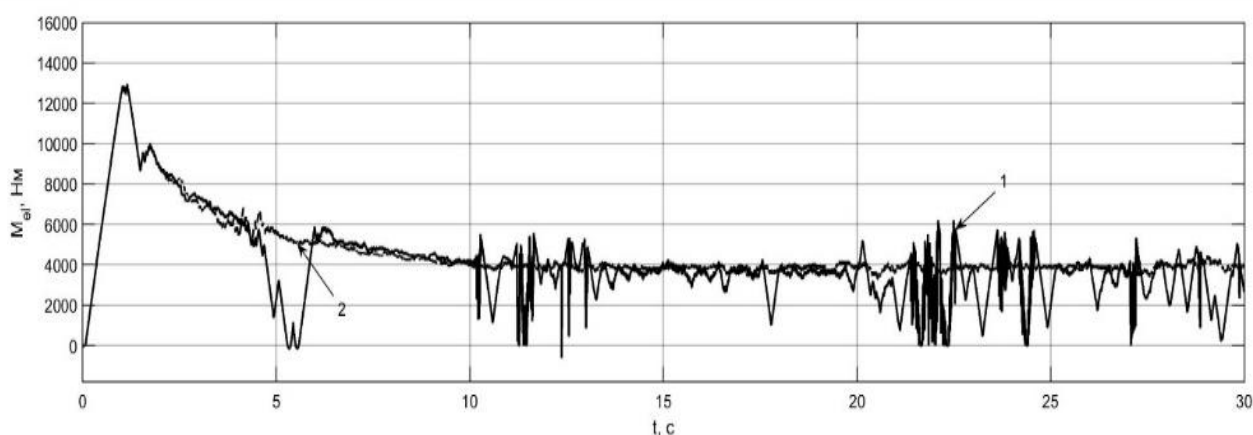
Рис. 8. Реализации угловых скоростей ведущих колес электробуса при разгоне на сухом асфальте:

*а – без функции подавления автоколебаний; б – с функции подавления автоколебаний;
1 – левое заднее колесо; 2 – правое заднее колесо*

Fig. 8. Electric bus driving wheels angular speeds during accelerating on dry asphalt:
*а – without self-oscillation suppression function; б – with self-oscillation suppression function;
1 – left rear wheel; 2 – right rear wheel*



а)



б)

Рис. 9. Реализации оценок моментов тяговых электродвигателей электробуса при разгоне на сухом асфальте:

*а – без функции подавления автоколебаний; б – с функции подавления автоколебаний;
1 – левое заднее колесо; 2 – правое заднее колесо*

Fig. 9. Electric bus electric motors moments estimation during acceleration on dry asphalt:

*а – without self-oscillation suppression function; б – with self-oscillation suppression function;
1 – left rear wheel; 2 – right rear wheel*

Выводы

Анализ результатов моделирования разгона в повороте на сухом асфальте (рис. 7-9) позволяет сделать следующие выводы:

- алгоритм подавления автоколебательных явлений показал свою работоспособность;
- максимальная скорость движения и время разгона в случае применения управления с функцией подавления автоколебаний не снизились, что означает, что применение этих систем не снижает тягово-динамических свойств электробуса;
- использование подавления автоколебаний пиковые значения автоколебательного процесса по угловым скоростям снижаются на 12,3 %, а для крутящих моментов – на 38 %.

Библиографический список

1. **Крюков, Б.И.** Вынужденные колебания существенно нелинейных систем / Б.И. Крюков – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.
2. **Некоркин, В.И.** Лекции по основам теории колебаний: учебное пособие / В.И. Некоркин. – Нижний Новгород: ННГУ, 2011. – 233 с.
3. **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.
4. **Климов, А.В.** Исследование режимов возникновения автоколебаний в тяговом электроприводе электробуса в условиях эксплуатации // Электротехнические комплексы и системы: Материалы I Всероссийской конференции по электрическим машинам в рамках Международной научно-практической конференции. В 2-х томах, Уфа, 15-16 декабря 2022 года. Том 2. – Уфа: Уфимский университет науки и технологий, 2022. – С. 414-422. – EDN PXJUCH.
5. **Климов, А.В.** Исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса / А. В. Климов, А. В. Антонян // Известия МГТУ МАМИ. 2023. Т. 17. № 1. С. 87-96. – DOI 10.17816/2074-0530-115233. – EDN DVWXHE.
6. **Климов, А.В.** Противобуксовочная система с функцией подавления автоколебаний колес в тяговом режиме работы // Труды НАМИ. 2023. № 3(294). С. 44-56. – DOI 10.51187/0135-3152-2023-3-44-56. – EDN XJXUWX.
7. **Климов, А.В.** Наблюдатель буксования ведущих колес с функцией подавления автоколебаний в тяговом режиме // Транспортные системы. 2023. № 2(28). С. 17-29.
8. **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.
9. **Клепиков, В.Б.** Динамика электромеханических систем с нелинейным трением: монография / В.Б. Клепиков. – Х. : Изд-во «Підручник НТУ «ХПР»», 2014. – 408 с.
10. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана, 1979. 351 с.
11. **Жилейкин, М.М.** Алгоритм работы антиблокировочной системы тормозов с функцией противодействия заносу для двухосных автомобилей с одной ведущей осью / М.М. Жилейкин, М.М. Журкин // Известия МГТУ МАМИ. 2020. №1 (43). С. 51-56.
12. **Шамберов, В.Н.** Фрикционные автоколебания в механических системах / Известия вузов. Приборостроение, 2010. Т. 53. № 2. С. 24-28.
13. **Жилейкин, М.М.** Моделирование систем транспортных средств: учебник. / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – 239 с.
14. Патент № 2797069 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/12, В60L 15/20, В60L 3/10. Способ управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес многоколесного 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.
15. Характеристики электробуса КАМАЗ 6282. [Электронный ресурс]. – Набережные Челны. – Режим доступа: <https://kamaz.ru/upload/bus/%D0%AD%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B1%D1%83%D1%81%20KAMAZ-6282.pdf> (дата обращения 15.10.2023).

**Дата поступления
в редакцию: 24.01.2024**

**Дата принятия
к публикации: 28.02.2024**