

УДК 629.015

DOI: 10.46960/2782-5477_2023_2_17

А.В. Климов
НАБЛЮДАТЕЛЬ БУКСОВАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС С ФУНКЦИЕЙ
ПОДАВЛЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ

ООО «Инновационный центр КАМАЗ»
Москва, Россия

Исследуются автоколебательные процессы, возникающие в системе привода, когда при росте скорости скольжения сила трения в пятне контакта уменьшается. Данное явление вызывает повышенные динамические нагрузки в механической части привода, что может привести к выходу из строя элементов. Отмечено, что автоколебательные процессы, возникающие в зоне контакта и в механическом приводе, сопровождаются автоколебаниями токов в электрической части привода, что выявлено в ходе натурных испытаний электробуса большой вместимости КАМАЗ 6282. Колебания токов могут вызвать старение элементов электропривода, выход их из строя, а также автоколебательные процессы в системе управления вплоть до ее отказа. Предложен метод наблюдения буксования ведущего колеса с функцией подавления автоколебаний, заключающийся в выведении из системы энергии движения с отрицательным демпфированием, вызывающим и поддерживающим колебания. С помощью моделирования исследована работа наблюдателя буксования при движении по основанию как с высоким, так и с низким коэффициентами сцепления. Для проверки метода проведено имитационное математическое моделирование разгона электробуса в повороте: без противобуксовочной системы, при ее наличии, а также с системой, имеющей функцию подавления автоколебаний. Показано что применение системы с указанным свойством снижает пиковые значения (амплитуды) колебаний угловых скоростей колес на 27,8 и на 66,7 % крутящих моментов. Это позволяет судить о повышении надежности элементов привода и системы управления, а также о повышении энергоэффективности.

Ключевые слова: автоколебания, буксование, скольжение, шина, наблюдатель, амплитуда колебаний, энергоэффективность.

Необходимость построения наблюдателя буксования для подавления автоколебаний

На современных транспортных средствах с повышенной экологичностью (например, электробусах большой вместимости [1]) широко распространен и перспективен индивидуальный тяговый электрический привод ведущих колес (рис. 1, *a*), позволяющий обеспечить низкий ровный пол и максимальную пассажироместимость. Для такой схемы привода особенно важно исследование и наблюдение за характером взаимодействия шин с опорным основанием, которые влияют на безопасность движения. В зоне контакта шины катящегося колеса с дорогой всегда имеет место проскальзывание шины. Особенно ярко это проявляется при движении по несущему основанию с низкими сцепными качествами (например, на льду). Повышенное буксование колес транспортного средства ухудшает тягово-сцепные свойства и может привести к частичной или полной потере управляемости и подвижности [2-9], а также к снижению энергоэффективности из-за потерь энергии, не расходуемой на полезное движение. Особый интерес представляет изучение процессов, протекающих в зоне взаимодействия эластичной шины с твердым опорным основанием, поскольку эти процессы напрямую оказывают влияние на безопасность движения колесных транспортных средств [10-13]. Расчетная схема системы с тремя степенями свободы взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием приведена на рис. 1, *б* и описывается системой дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= v_1; \\
 \dot{v}_1 &= \frac{c}{M}(x_1 - x_2); \\
 \dot{x}_2 &= v_2; \\
 \dot{v}_2 &= \frac{1}{m}(F - cx_1 + cx_2); \\
 \dot{\varphi}_k &= \omega_k; \\
 \dot{\omega}_k &= \frac{1}{J_k}[c_m(\varphi_m - \varphi_k) - Fr_k]; \\
 \dot{\varphi}_m &= \omega_m; \\
 \dot{\omega}_m &= \frac{1}{J_m}[c_m(\varphi_m - \varphi_k) + M_t]
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

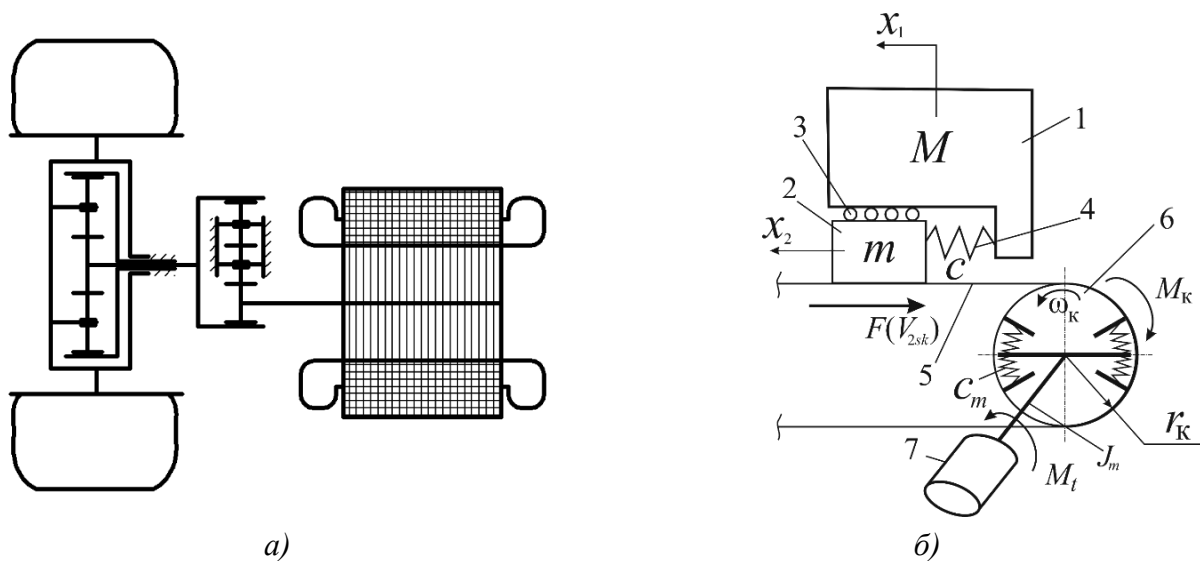


Рис. 1. Схема привода (а) и схема взаимодействия эластичного колеса с твердым опорным основанием (б):

1 – масса M поддрессоренных 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 – жесткость 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 – крутящий или тормозной момент, развиваемый тяговым электродвигателем; c_m – угловая «электромагнитная жесткость» тягового синхронного электродвигателя с постоянными магнитами; J_m – момент инерции вращающихся частей электродвигателя, приведенный к ротору

$$Q = \frac{\partial f_1}{\partial x_1} + \frac{\partial f_1}{\partial v_1} \equiv 0$$

При анализе системы применим критерий Бендиксона с использованием

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

диагностического признака [14]. Функция Q знакопеременна как для поступательного, так и для вращательного движения при полном скольжении колеса в тяговом и ведомом режиме, что свидетельствует о возможности возникновения автоколебаний. При $L < 0$ автоколебательный режим имеет «мягкий» характер, который может возникнуть при различных сочетаниях начальных параметров, когда скорость скольжения колес по-

падает в область, характеризуемую увеличением силы трения при уменьшении скорости скольжения. Для транспортных средств с индивидуальным тяговым электроприводом данные процессы оказывают на функционирование особо значительный эффект ввиду малости и низкой инерционности и демпфирующей способности механической части привода, что в совокупности с свойством электродвигателя реализовывать максимальный крутящий момент при нулевых оборотах только усиливается. Таким образом, для данных машин процесс возникновения буксования и возбуждения автоколебаний возникает наиболее часто.

Исследование возбуждения автоколебаний в индивидуальном электроприводе колес на электробусе большого класса

Помимо указанных негативных последствий, при пробуксовке в данном случае возникают автоколебания крутящего момента и частоты вращения с высокой интенсивностью и амплитудой, что может привести к поломкам деталей механической трансмиссии привода, а также к колебаниям токов I_q , I_d в статоре электрической машины и звене постоянного тока I_{DC} . Были проведены экспериментальные исследования разгона электробуса КАМАЗ 6282 [1], оснащенного тензометрическими колесами *Kistler-Rim* с повышенным скольжением колес по ровному асфальту. На рис. 2 видно, что при движении с повышенным скольжением колеса возникают автоколебания крутящего момента, частоты вращения, а также токов в обмотках электродвигателя.

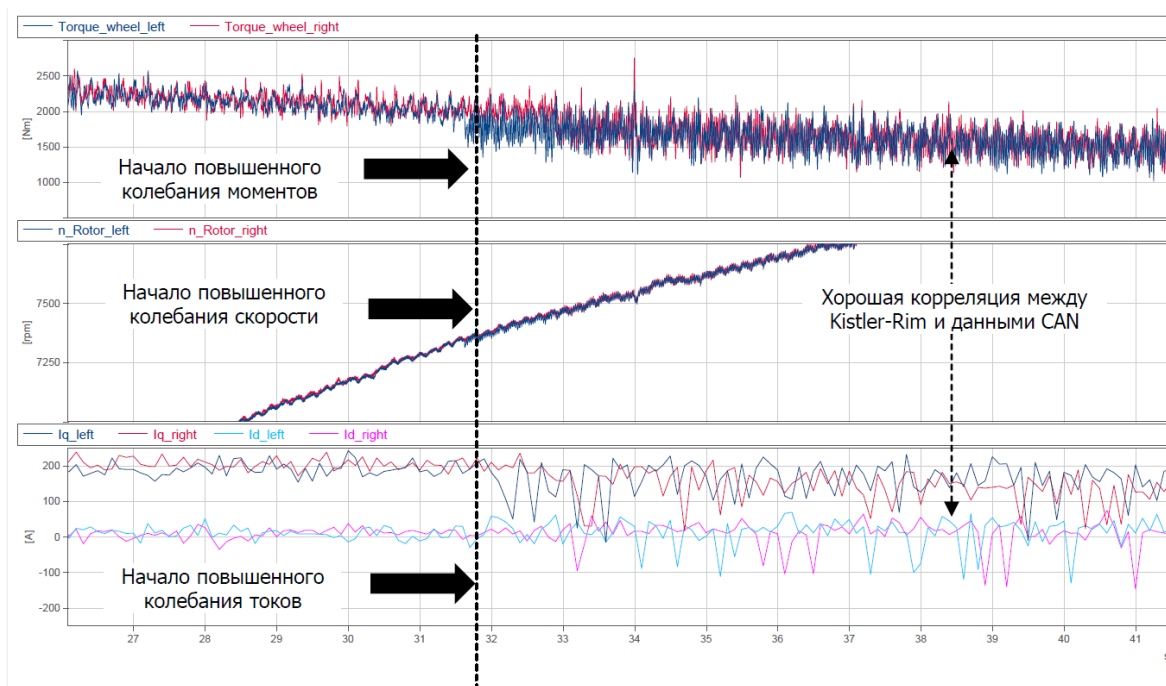


Рис. 2. Изменение крутящих моментов, угловых скоростей колес, а также текущих токов ТЭД при разгоне до максимальной скорости при повышенном проскальзывании колес электробуса

Повышенное проскальзывание также оказывает негативное влияние на энергоэффективность транспорта, так как приводит к повышенным затратам энергии, поэтому необходимо постоянно наблюдать за подводимым крутящим моментом к колесу и его скольжением. Для устранения или уменьшения негативных последствий буксования необходимо производить регулирование величины крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, согласуя его с требуемым, исходя из тягово-сцепных свойств в контакте шины с дорогой.

Для индивидуального тягового электропривода устранение явления буксования и подавления автоколебаний возможно за счет управления электродвигателями. В работах [15-17] автоколебания рассматриваются как колебания с отрицательным демпфированием, действие которого сонаправлено с основным движением и процессом потери устойчивости и устранить их возможно при исключении из системы движения их вызывающего.

Алгоритм функционирования наблюдателя буксования колеса в системе управления с функцией подавления автоколебаний

Для достижения поставленной цели необходимо выявлять буксующие колеса и снижать подводимый к ним крутящий момент. Снижение момента должно производиться до тех пор, пока частота вращения колеса не снизится до величины эталонного значения. При разработке алгоритма функционирования наблюдателя буксования шины и вычисления эталонных значений угловых скоростей ведущих колес примем следующие допущения:

- кинематика поворота управляемых колес идеальна;
- хотя бы одно из колес транспортного средства не буксует;
- в качестве небуксующего колеса принимаем колесо неведущей оси, имеющее минимальную частоту;
- если все колеса транспортного средства являются ведущими, то колесо, имеющее минимальную частоту вращения с учетом коэффициента изменения скорости, считается небуксующим.

При разработке алгоритма воспользуемся [18] расчетной схемой криволинейного движения (прямолинейное движение является частным случаем) (рис. 3).

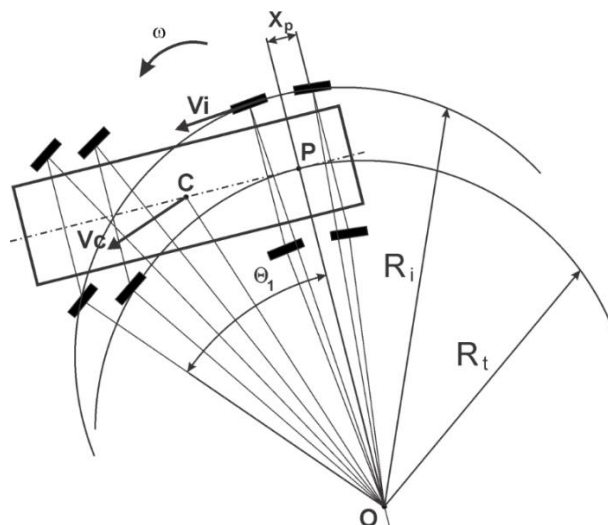


Рис. 3. Расчетная схема поворота транспортного средства:

P – полюс рулевого управления, C – центр масс, O – мгновенный центр поворота,

R_t – радиус поворота, измеренный по полюсу рулевого управления,

R_i – радиус поворота по i -му колесу, V_i – линейная скорость движения центра i -го колеса,

ω – угловая скорость поворота транспортного средства; x_p – расстояние между полюсом рулевого управления и задней осью машины; Θ_i – угол поворота i -го управляемого колеса

Теоретическая частота ω_i^T вращения i -го колеса транспортного средства определяется из выражения:

$$\omega_i^T = \frac{V_i}{r_k}, \quad (2)$$

где r_k – радиус качения колеса (с достаточной для данной задачи точностью принимается равным статическому радиусу).

Согласно рекомендациям работы [18], за основу для сравнения предлагается принимать частоту вращения ω_p условного «эталонного колеса», расположенного таким образом, что его центр совпадает с полюсом рулевого управления.

Линейная скорость центра каждого из колес определяется выражением $v_i = \omega_i^T R_i$; где R_i – радиус траектории движения i -го колеса относительно мгновенного центра поворота. Коэффициент изменения $K_{\omega i}$ угловой скорости колеса определяется по выражению (3):

$$K_{\omega i} = \frac{\omega_i^T}{\omega_p} = \frac{v_i}{v_p} = \frac{R_i}{R_p}, \quad (3)$$

где v_p – линейная скорость условного «эталонного» колеса.

$$R_i = \frac{L - x_p}{\operatorname{tg} \theta_1} + \frac{B}{2}, \quad R_i = \sqrt{R_i^2 + l_{jp}^2} \pm \frac{B}{2},$$

где L – колесная база; l_{jp} – расстояние между полюсом рулевого управления и j -ой осью машины; B – колея колес. Для электробуса с задней ведущей осью и передней управляемой $x_p = 0$ и $l_{jp} = 0$. Частота вращения ω_p условного «эталонного» колеса, расположенного в полюсе рулевого управления, определяется по выражению (4)

$$\omega_p = \frac{\omega_{\min}}{K_{\omega i}}. \quad (4)$$

Если транспортное средство имеет хотя бы одну неведущую ось $\omega_{\min} = \min[\omega_{\text{лев}}, \omega_{\text{пр}}]$, если все колеса ведущие $\omega_{\min} = \min[\omega_i, i = 1, 2, \dots, n_k]$, где $\omega_{\text{лев}}, \omega_{\text{пр}}$ – угловые скорости вращения колес левого и правого бортов не ведущей оси; n_k – число колес транспортного средства. При этом эталонные значения (уставки) для угловых скоростей вращения ведущих колес вычисляются по формуле (5)

$$\omega_i^T = \omega_p K_{\omega i}. \quad (5)$$

Диагностический признак буксования i -го ведущего колеса в тяговом режиме определяется выражением (6)

$$dw_i = \frac{\omega_i - \omega_i^T}{\omega_i^T}. \quad (6)$$

Наблюдатель буксования ведущего колеса должен обеспечить оптимальное значение проскальзывание dw_i ведущих колес в диапазоне $0,1 \leq dw_i \leq 0,3$ [19]. При увеличении диагностического признака (более 0,3) система управления должна принимать меры по снижению скольжения чтобы не допустить, в том числе, возбуждения автоколебаний. Вид релейной управляющей функции (рис. 4) исключает также колебательный процесс в самой системе управления.

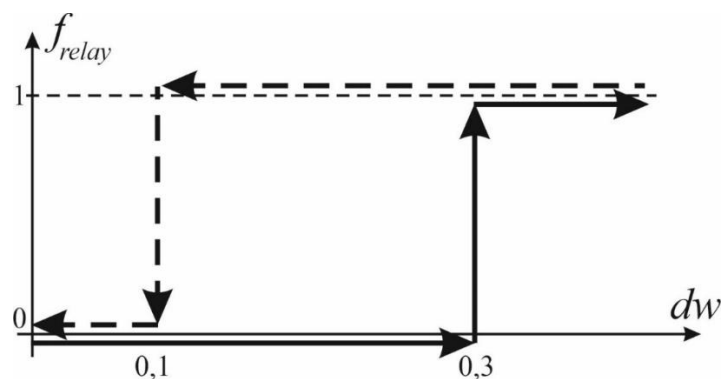


Рис. 4. Схема релейной функции действия системы предотвращения буксования и автоколебаний

Имитационное моделирование работы наблюдателя буксования

Проведено исследование разгона электробуса [1] в повороте налево с помощью имитационной математической модели *Matlab Simulink* (рис. 5) на опорном основании «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном скольжении $\mu_{smax} = 0,35$) и «сухой асфальт» ($\mu_{smax} = 0,80$) [9].

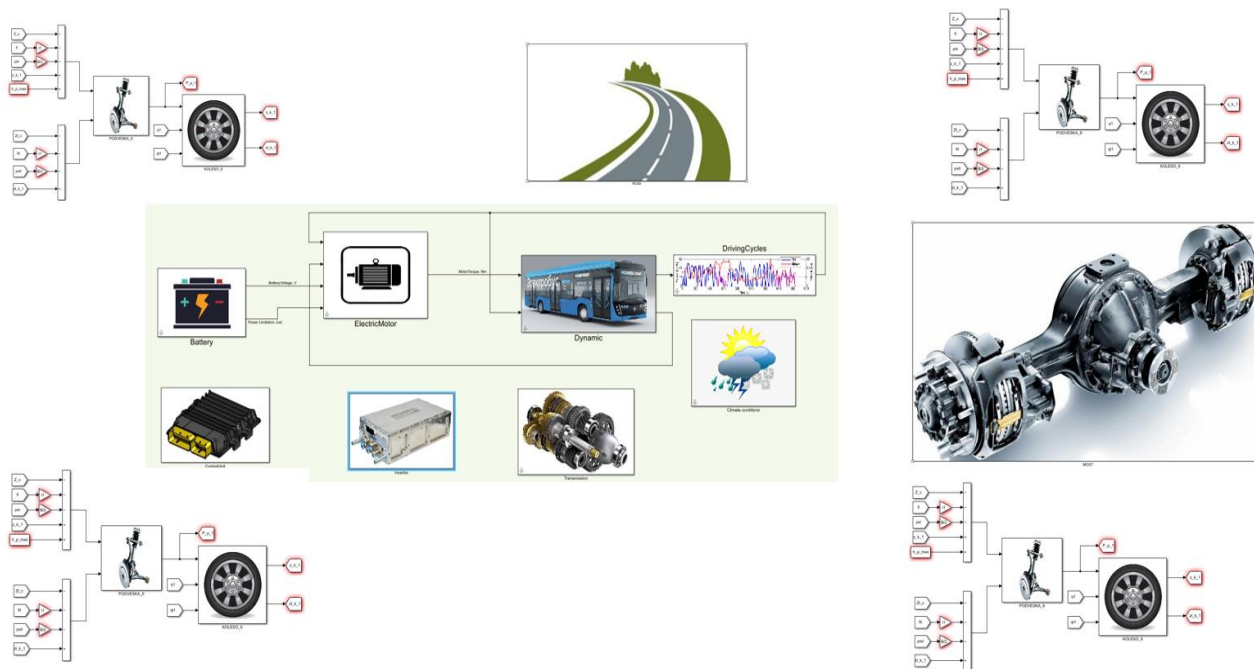


Рис. 5. Имитационная математическая модель движения в *Matlab Simulink*

Для случая движения на сухом асфальте траектория движения, реализации угловых скоростей для правого и левого ведущего колес (1 – измеренное, 2 – «эталонное» значение) показаны на рис. 6-8, а для случая движения на льду – на рис. 9-11. Замеренное и «эталонное» значения угловых скоростей ведущих колес для первого случая совпадают, а траектория движения выдерживается. Для второго случая движение сопровождается заносом, а процесс буксования левого колеса проявляется раньше, чем у правого ведущего колеса, и развивается более интенсивно.

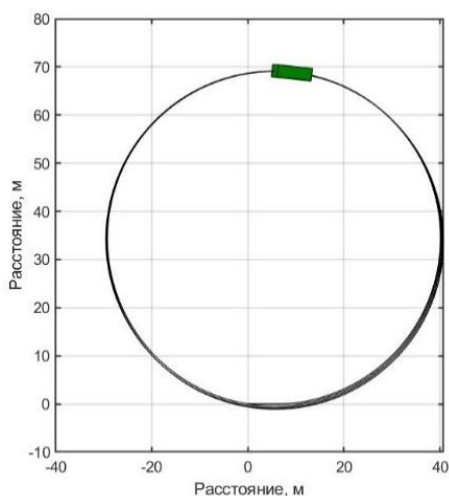


Рис. 6. Траектория движения электробуса в повороте на сухом асфальте

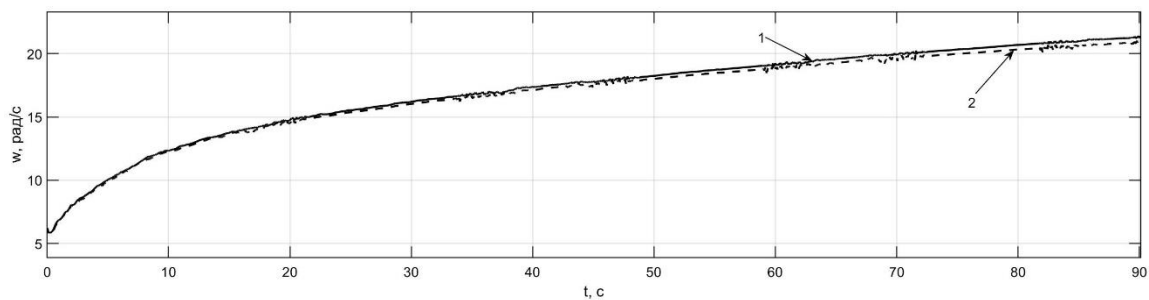


Рис. 7. Угловые скорости левого заднего ведущего колеса электробуса

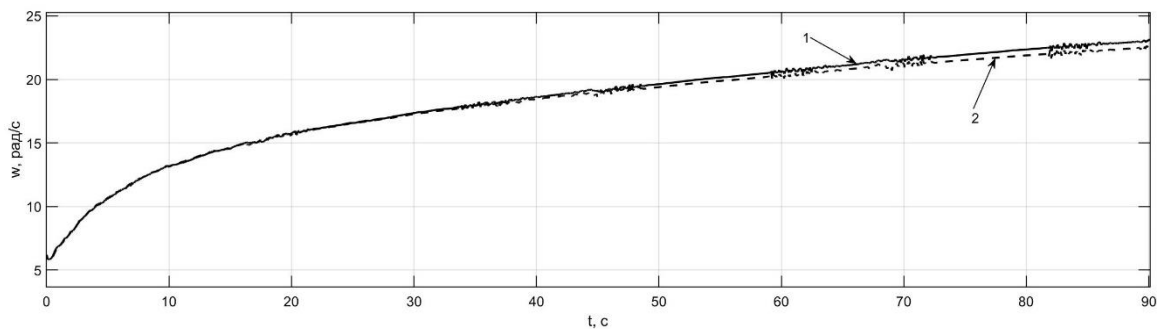


Рис. 8. Угловые скорости правого заднего ведущего колеса электробуса

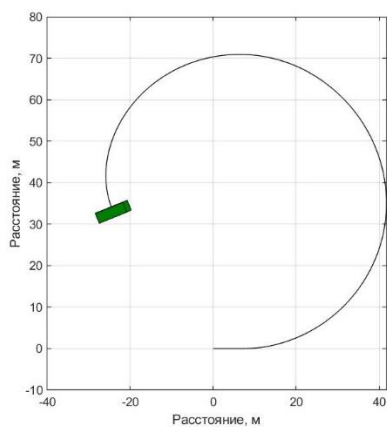


Рис. 9. Траектория движения электробуса в повороте на льду

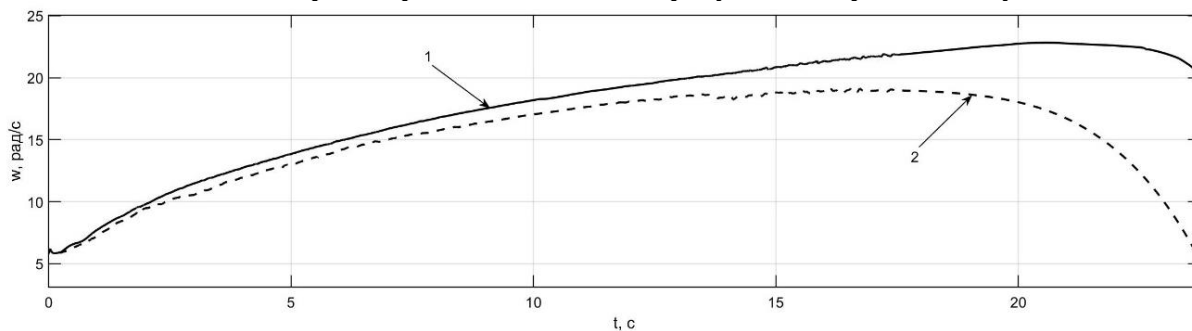


Рис. 10. Угловые скорости левого заднего ведущего колеса электробуса

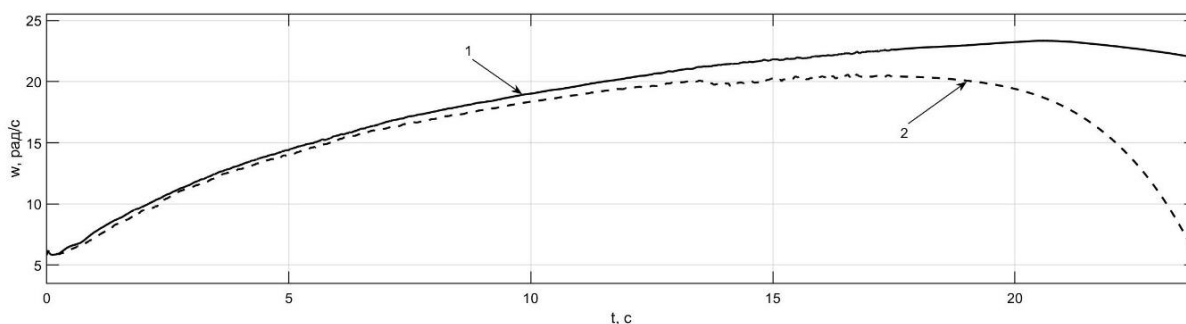


Рис. 11. Угловые скорости правого заднего ведущего колеса электробуса

После диагностирования процесса буксования по признаку dw необходимо провести оценку тягового крутящего момента $M_{TЭД}$, реализуемого двигателем в соответствии с запросом педали хода, и определить величину демпфирующего момента M_{di} по формуле (7):

$$M_d = -K_w \omega_{\kappa} f_{relay}. \quad (7)$$

Для подавления автоколебаний из системы необходимо вывести энергию, которая их вызывает, за счет введения в уставку момента слагаемого M_d , направленного против вращения (8).

$$\begin{aligned} J_{\kappa} \dot{\omega}_{\kappa 2} &= u_2 k_2 M_{TЭД 2} - M_2 + M_{d2} \\ J_{\kappa} \dot{\omega}_{\kappa 4} &= u_4 k_4 M_{TЭД 4} - M_4 + M_{d4} \end{aligned} \quad (8)$$

$M_{TЭД 2}$, $M_{TЭД 4}$ – уставки крутящих моментов; u_2 , u_4 – управляющие сигналы для ведущих колес [20]; k_2 , k_4 – коэффициенты, учитывающие перераспределение крутящего момента при криволинейном движении; M_2 , M_4 – моменты сопротивления; M_{d2} , M_{d4} – демпфирующие моменты, подавляющие автоколебания.

Имитационная математическая модель наблюдателя буксования в *Matlab Simulink*, позволяющая построить систему управления с функцией подавления автоколебаний, приведена на рис. 12.

Анализ функционирования системы управления с наблюдателем буксования и функцией подавления автоколебаний

Для построения системы управления движением обладающей функцией подавления автоколебаний и устранения негативных последствий, вызванных данным явлением, необходимо применять наблюдатель буксованием колеса, сопровождаемого повышенным скольжением. Разработанный наблюдатель в *Matlab Simulink* доказал свою состоятельность при движении транспортного средства по опорному основанию как с высоким, так и с низким коэффициентом сцепления. При обнаружении буксования колеса система управления должна оценить момент сопротивления на колесе и рассчитать значение дополнительных демпфирующих моментов, направленных в сторону, противоположную основному движению, с целью исключения отрицательного демпфирования в системе колесо-дорога.

С помощью математической модели (рис. 5, 12) было исследовано функционирование системы с возможностью подавления автоколебаний при разгоне электробуса [1] в повороте налево с минимально возможным радиусом до 48 км/ч. На рис. 13 представлены реализации скорости движения электробуса, а на рис. 14, 15 – реализации угловых скоростей и крутящих моментов на колесах для вариантов системы без противобуксовочной системы, с ней без функции подавления и с ней. Для всех трех случаев не наблюдалось снижение скорости движения электробуса.

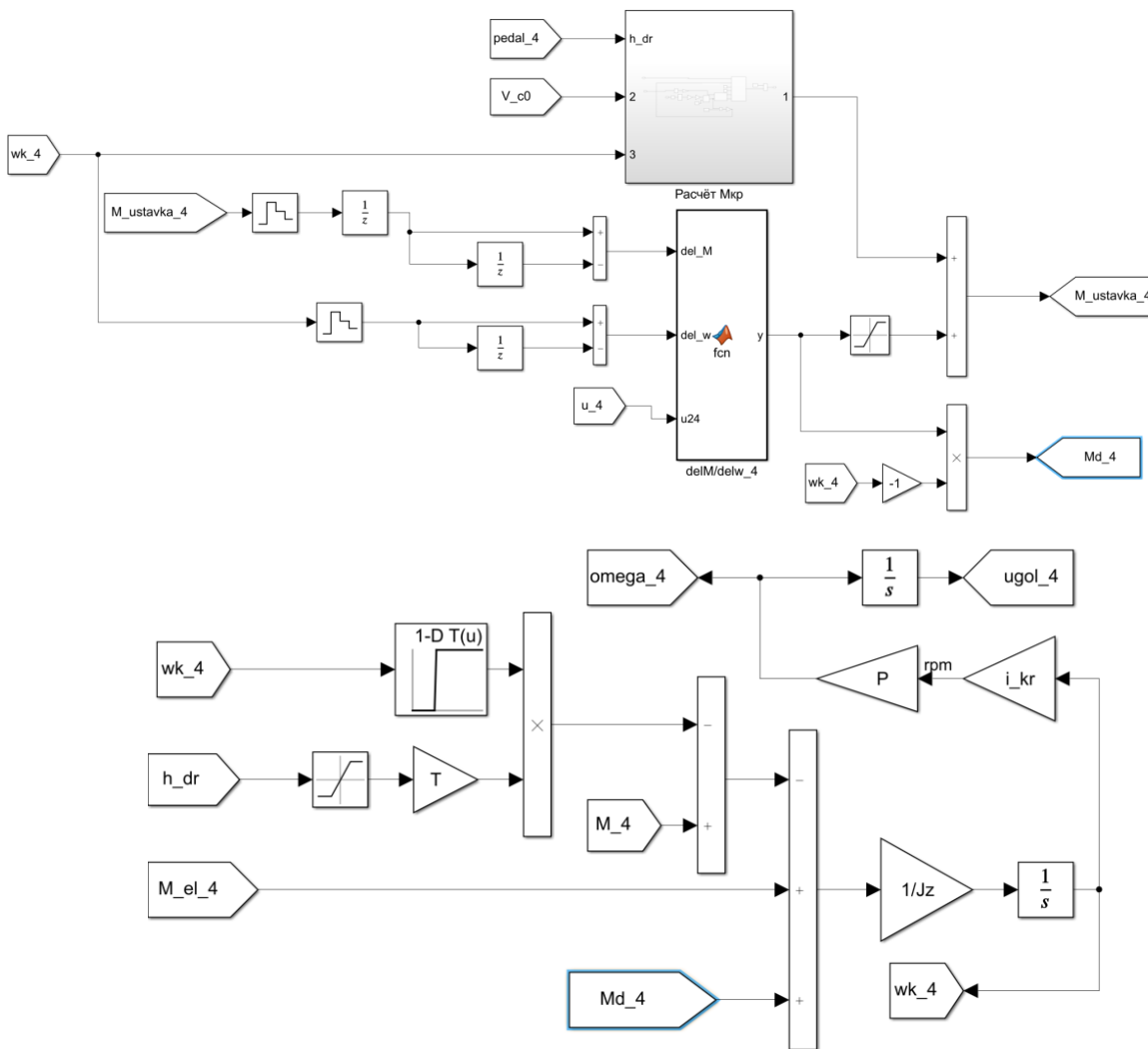


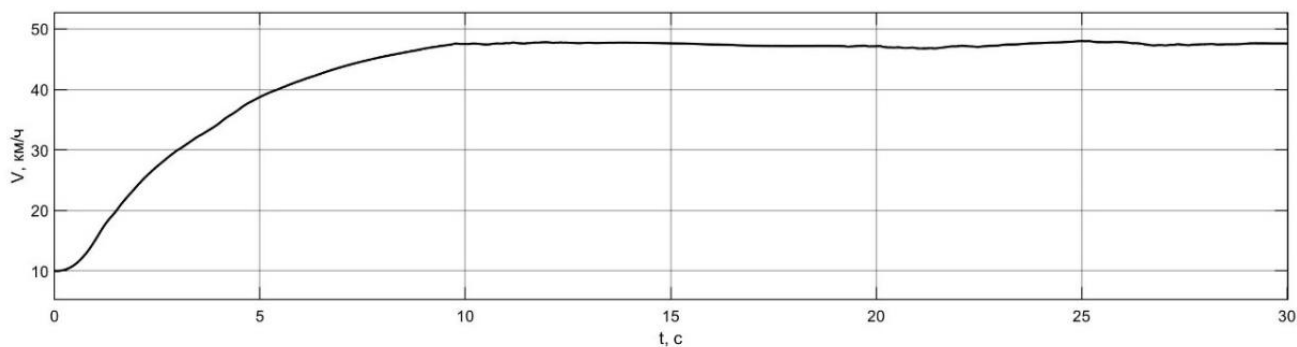
Рис. 12. Имитационная математическая модель наблюдателя буксования с функцией подавления автоколебания колеса в *Matlab Simulink*

В качестве критериев эффективности алгоритмов работы обычной противобуксовочной системы и противобуксовочной системы с функцией подавления автоколебаний принято среднее относительное ε_{01} изменение пиковых значений автоколебательного процесса для угловой скорости колес $\varepsilon_{01}^{\omega}$ и для электромагнитного крутящего момента тягового электродвигателя ε_{01}^M при сравнительных испытаниях электробуса, не оснащенного противобуксовочной системой, и электробуса с обычной противобуксовочной системой

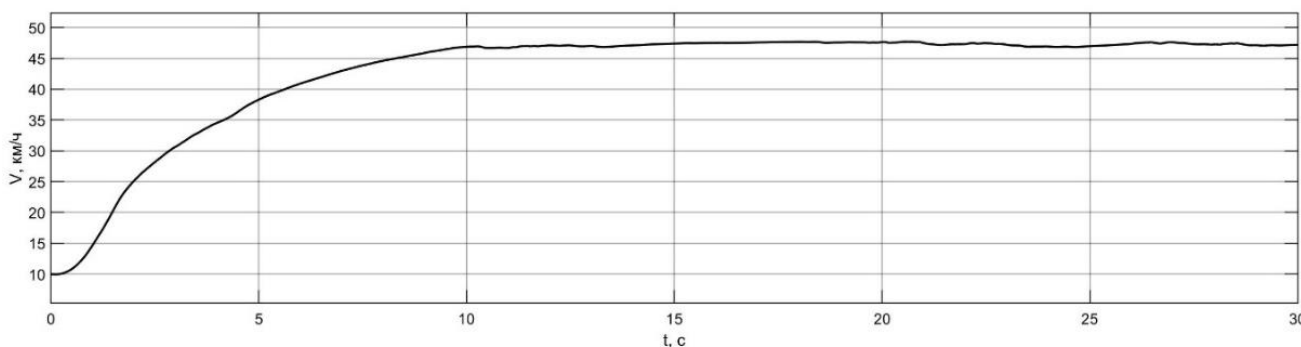
$$\varepsilon_{01} = \frac{1}{k_{01}} \sum_{j=1}^{k_{01}} \frac{p_{j0} - p_{j1}}{p_{j0}} \cdot 100\%, \text{ где } p_{j0}, p_{j1} - j\text{-ые пиковые значения реализации для электробуса, не}$$

оснащенного противобуксовочной системой, и электробуса с обычной противобуксовочной системой; k_{01} – число парных пиков на реализациях.

а)



б)



в)

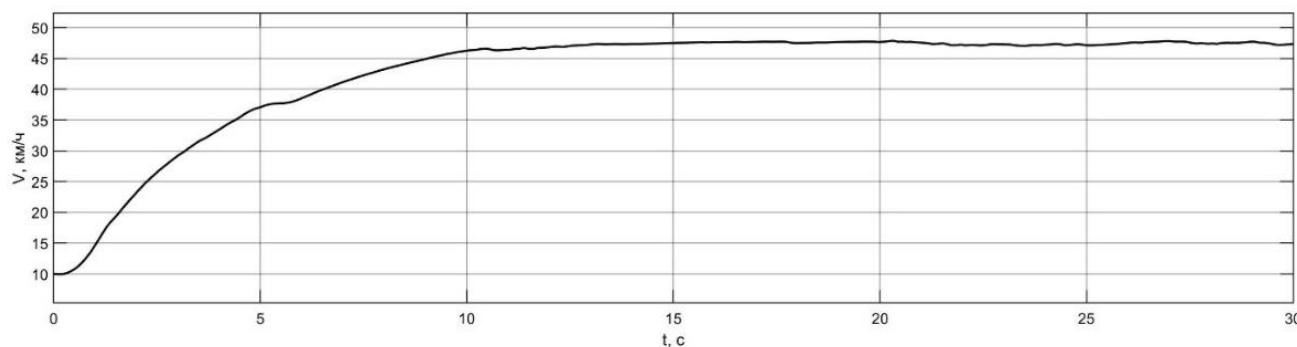


Рис. 13. Реализации скорости движения электробуса при разгоне на сухом асфальте:

а – без противобуксовочной системы;

б – с противобуксовочной системы без функции подавления автоколебаний;

в – с противобуксовочной системой и с функции подавления автоколебаний

Среднее относительное ε_{02} изменение пиковых значений автоколебательного процесса для угловой скорости колес $\varepsilon_{02}^{\omega}$ и для электромагнитного крутящего момента тягового электродвигателя ε_{02}^M при сравнительных испытаниях электробуса, не оснащенного противобуксовочной системой, и электробуса с противобуксовочной системой с функцией подавления автоколебаний $\varepsilon_{02} = \frac{1}{k_{02}} \sum_{j=1}^{k_{02}} \frac{p_{j0} - p_{j2}}{p_{j0}} \cdot 100\%$, где p_{j0} , p_{j2} – j -ые пиковые значения реализации для электробуса, не оснащенного противобуксовочной системой, и с этой системой с функцией подавления автоколебаний; k_{02} – число парных пиков на реализациях.

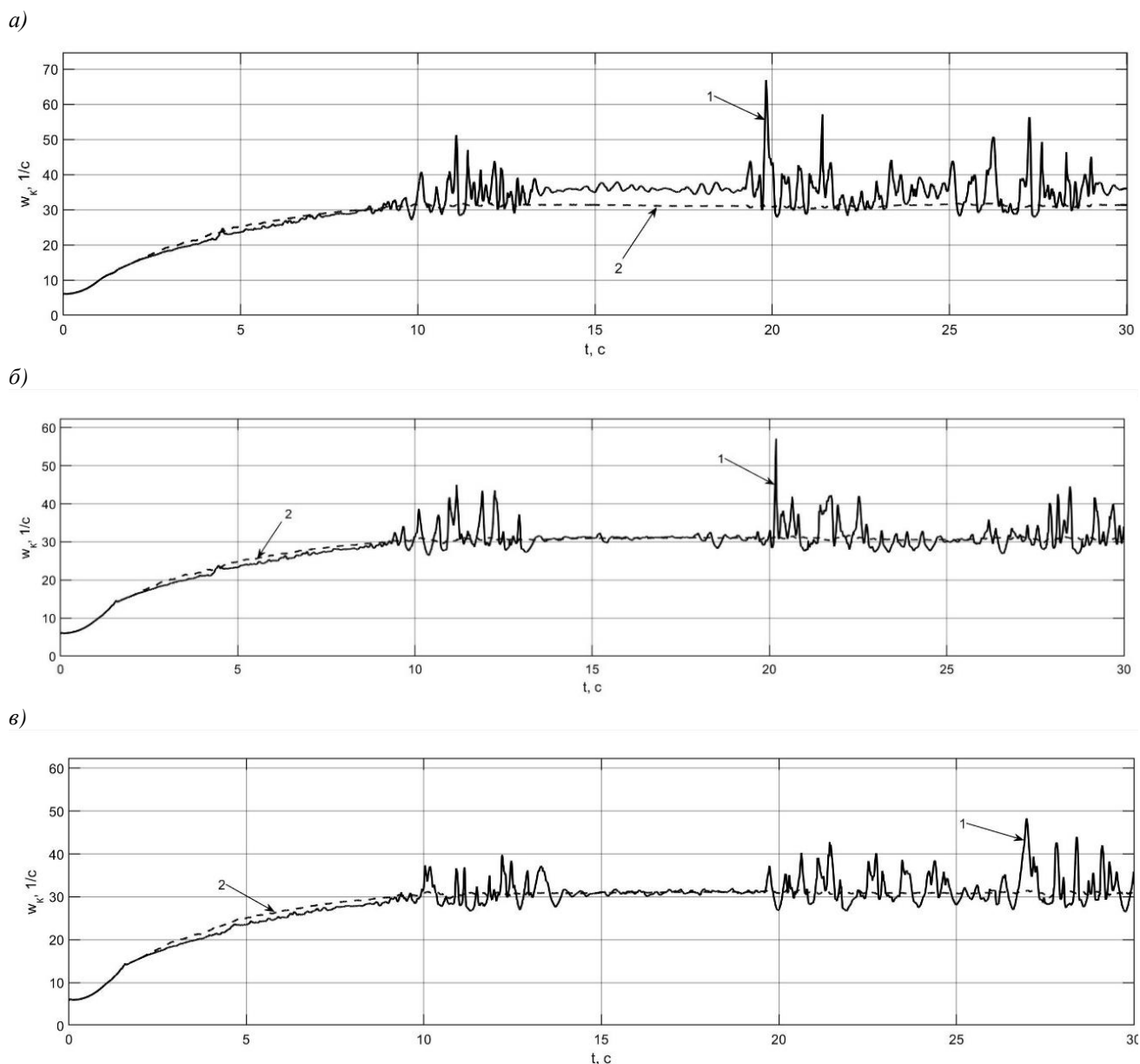


Рис. 13. Реализации угловых скоростей ведущих колес электробуса при разгоне на сухом асфальте:

*а – без противобуксовочной системы;
 б – с противобуксовочной системы без функции подавления автоколебаний;
 в – с противобуксовочной системой и с функции подавления автоколебаний;
 1 – левое заднее колесо; 2 – правое заднее колесо*

Анализ результатов моделирования разгона в повороте на сухом асфальте (рис. 13, 14) позволяет заключить, что использование обычной противобуксовочной системы при разгоне электробуса позволило снизить пиковые значения (амплитуды) автоколебательного процесса для угловой скорости вращения колес на $\varepsilon_{01}^{\omega} = 15,5\%$ по сравнению с электробусом, не оснащенным таковой. Противобуксовочная система с функцией подавления автоколебаний позволила в тех же условиях снизить пиковые значения автоколебательного процесса на $\varepsilon_{02}^{\omega} = 27,8\%$, а для крутящих моментов те же показатели составляют $\varepsilon_{01}^M = 28,6\%$ и $\varepsilon_{02}^M = 66,7\%$. В системах, не имеющих описываемую функцию, наблюдаются колебания момента с изменением его знака (рис. 14, а, б).

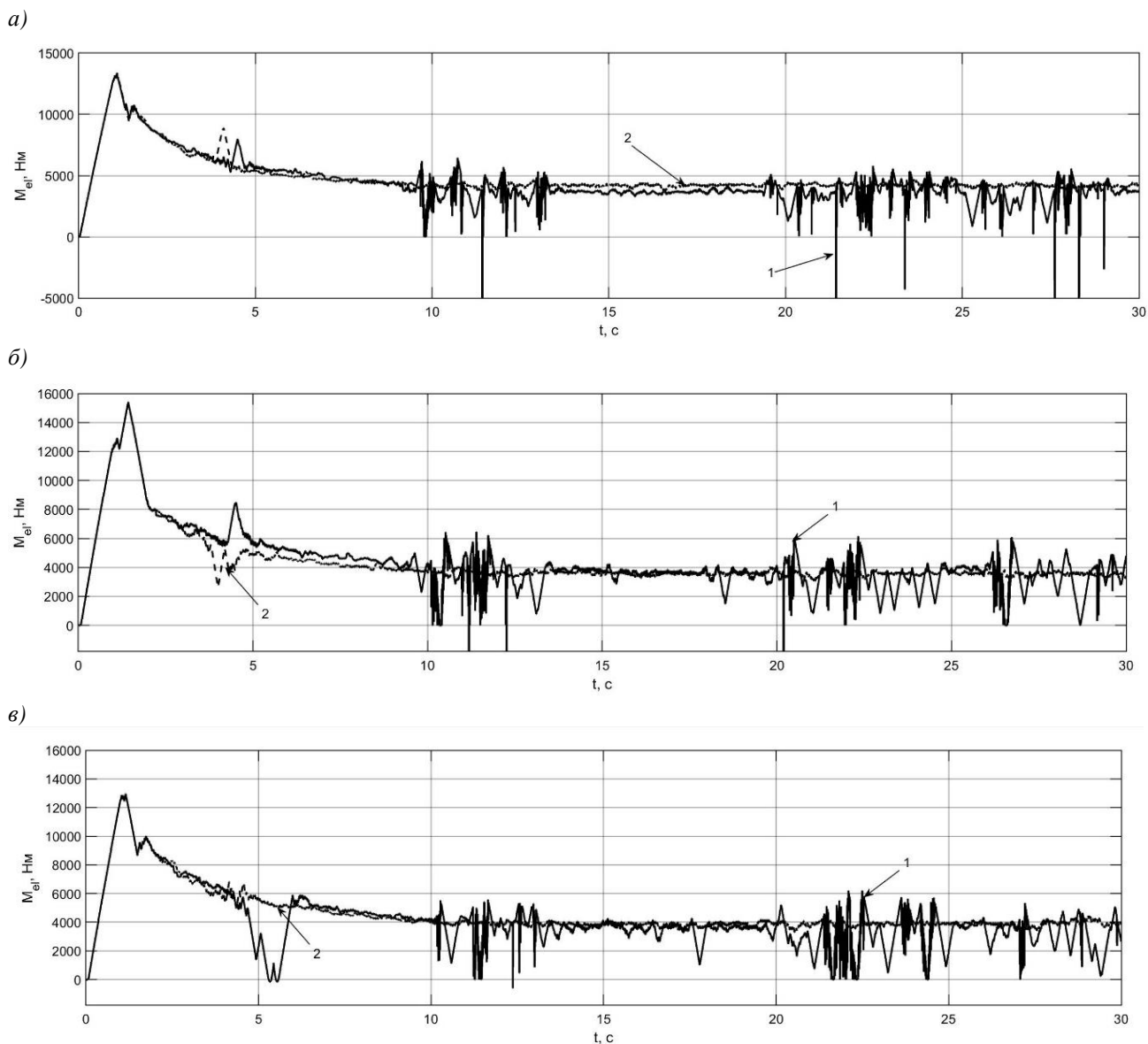


Рис. 14. Реализации оценок электромагнитных моментов тяговых электродвигателей электробуса при разгоне на сухом асфальте:

а – без противобуксовочной системы;

б – с противобуксовочной системы без функции подавления автоколебаний;

в – с противобуксовочной системой и с функции подавления автоколебаний;

1 – левое заднее колесо; 2 – правое заднее колесо

Можно заключить, что значения динамических нагрузок в приводе также снижаются, повышая показатели надежности элементов и функционирования системы управления. Поскольку улучшается процесс взаимодействия колеса с дорогой, снижаются пиковые значения тяговых крутящих моментов – повышается энергоэффективность движения, так как минимизируются потери энергии, сопровождаемые автоколебаниями.

Библиографический список

1. Характеристики электробуса КАМАЗ 6282. [Электронный ресурс] – 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 15.10.2022).
2. **Shin, K.** Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model [Text] / K. Shin, M.J. Brennan, J.-E. Oh., C.J. Harris // Journal of Sound and Vibration. 2002. V. 254. №5. P. 837 – 848.
3. **Kotiev, G.O.** Designs and development of Russian scientific schools in the field of cross-country ground vehicles building [Text] / G.O. Kotiev, B.V. Padalkin, A.B. Kartashov, A.S. Diakov // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. 12 (4), pp. 1064-1071.
4. **Ergin, A.A.** Antiblocking control system of the brake drive of automobile wheel / A.A. Ergin, M.B. Kolomejtseva, G.O. Kotiev // Pribory i Sistemy Upravleniya. 2004 (9), pp. 11-13.
5. **Aref, M.A.** An Investigation of Anti-lock Braking System for Automobiles / M.A. Aref, M. Soliman, M.S. Kaldas //SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
6. **Sun, C.** Development of ABS ECU with Hard ware-in-the-Loop Simulation Based on Labcar System / C. Sun and X.Pei. // SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
7. **Sabbioni, E.** Politecnico di Milano Analysis of ABS/ESP Control Logics Using a HIL Test Bench / E. Sabbioni, F. Cheli, V. d’Alessandro // SAE International by Warwick University, Thursday, May 05, 2016.
8. **Hart, P.M.** Review of Heavy Vehicle Braking Systems Requirements (PBS Requirements) // Draft Report, 24 April 2003.
9. **Marshek, K.M.** Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles Part I: Braking as a Function of Brake Pedal Application Force / K.M. Marshek, J.F. Guderman II, M.J. Jonson // SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002.
10. **Кручинин, П.А.** Математическая модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения / П.А. Кручинин, М.Х. Магомедов, И.В. Новожилов // Известия РАН, серия МТТ. 2001. № 6. С. 63-69.
11. **Awrejcewicz J.** Estimation of chaotic and regular (stick-slip and ship-slip) oscillations exhibited by coupled oscillations with dry friction / Awrejcewicz J., Dzyubak L., Grehori C. // Nonlinear Dynamics. 2005. V. 42. №2. P. 383-394.
12. **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.
13. **Shin K.** Analysis of disk brake noise using a two-degrees-of-freedom model / K. Shin, M.J. Brennan, J.-E Oh, C.J. Harris // Journal of Sound and Vibration. 2002. V. 254. №5. P. 837 – 848.
14. **Кузнецов, А.П.** Нелинейные колебания / А.П. Кузнецов, С.П. Кузнецов, Н.М. Рыскин – М.: Физматлит, 2002, 292 с.
15. **Крюков, Б.И.** Вынужденные колебания существенно нелинейных систем / Б.И. Крюков. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.
16. **Некоркин, В.И.** Лекции по основам теории колебаний: учебное пособие. – Н. Новгород: ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2011. – 233 с.
17. 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.
18. **Горелов, В.В.** Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин / В.В. Горелов, М.М. Жилейкин, А.Н. Ловцов, В.А. Шинкаренко // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2013. № 9. С. 56- 66.
19. **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
20. **Жилейкин, М.М.** Моделирование систем транспортных средств: учебник / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. – 239 с.