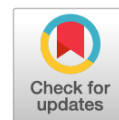


DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627777>

Оригинальное исследование



Метод защиты сочленённого электробуса от бокового опрокидывания

А.В. Антонян^{1, 2}, А.В. Климов^{1, 2}, А.О. Бучкин¹¹ Инновационный центр «КАМАЗ», Москва, Российская Федерация;² Московский политехнический университет, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Современная тенденция к применению электробусов в последние несколько лет нарастает. Также на маршруты выходят и сочленённые электробусы. Эти транспортные средства из-за наличия тяжёлых тяговых аккумуляторных батарей, преимущественно на крыше, обладают склонностью к повышенному углу крена и склонностью к опрокидыванию. Поэтому существует необходимость в применении мер по защите от опрокидывания таких транспортных средств.

Цель — разработка закона и алгоритма управления, позволяющего путём снижения крутящего момента снизить склонность сочленённого электробуса к опрокидыванию.

Методы и материалы. При разработке и исследовании алгоритма используется среда имитационного моделирования MATLAB&Simulink с разработанной математической моделью пространственного движения сочленённого электробуса.

Результаты. Представлен вывод формул для вычисления критической скорости прохождения поворота секций для сочленённых транспортных средств, сформулированы алгоритм и закон управления тягой в зависимости от параметров поворота, представлены графики, обосновывающие работоспособность и эффективность алгоритмов.

Заключение. Практическая ценность разработанного алгоритма заключается в практическом применении на сочленённом транспортном средстве с целью снижения склонности к повышенным углам крена и защиты от опрокидывания.

Ключевые слова: сочленённый электробус; критическая скорость; поперечная устойчивость; логистическая кривая; закон управления.

Как цитировать:

Антонян А.В., Климов А.В., Бучкин А.О. Метод защиты сочленённого электробуса от бокового опрокидывания // Известия МГТУ «МАМИ». 2024. Т. 18, № 3. С. 232–243. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627777>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627777>

Original Study Article

The method of protecting an articulated electric bus from rollover

Akop V. Antonyan^{1, 2}, Alexander V. Klimov^{1, 2}, Andrey O. Buchkin¹¹ KAMAZ Innovation Center, Moscow, Russian Federation;² Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The current trend of using electric buses has been growing in the last few years. Articulated electric buses also take the routes. These vehicles, due to the presence of heavy traction batteries mainly on the roof, have a tendency to an increased roll angle and a tendency to rollover. Therefore, there is a need to apply anti-rollover measures for such vehicles.

AIM: Development of the control law and algorithm that are capable of decreasing the tendency of an articulated electric bus to rollover by means of reducing the torque.

METHODS: During the development and research of the algorithm, the MATLAB/Simulink simulation environment with the developed mathematical model of spatial motion of an articulated electric bus is used.

RESULTS: The derivation of formulae for calculating the critical turning velocity of sections for articulated vehicles is presented, an algorithm and a traction control law are formulated depending on the turning parameters, the graphs that justify the operability and effectiveness of the algorithms are presented.

CONCLUSION: The practical value of the developed algorithm lies in its practical application on an articulated vehicle in order to reduce the tendency to increased roll angles and to protect it from rollover.

Keywords: articulated electric bus; critical velocity; lateral stability; logistic curve; control law.

To cite this article:

Antonyan AV, Klimov AV, Buchkin AO. The method of protecting an articulated electric bus from rollover. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2024;18(3):232–243.

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-627777>

Received: 01.03.2024

Accepted: 24.11.2024

Published online: 24.11.2024

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивный трафик в городских маршрутах требует применения автобусов, электробусов и троллейбусов особо большого класса [1]. Причём тенденция последнего десятилетия приводит к активному выпуску на маршруты электробусов [2]. Они обладают преимуществами перед автобусами в вопросе экологичности и в более широких компоновочных возможностях (отсутствием шахты системы охлаждения). Данное обстоятельство требует размещения тяговых аккумуляторных батарей на крыше [3, 4], что негативно сказывается на поперечной устойчивости из-за смещения центра масс вверх в силу большой массы аккумуляторных батарей. Данной проблемы не лишены и сочленённые электробусы, так как батареи размещаются на крышах обеих секций. В связи с чем необходимость в разработке мер по снижению склонности сочленённого электробуса к опрокидыванию становится актуальной.

Существуют различные конструктивные меры по снижению склонности транспортного средства к опрокидыванию, как, например, стабилизаторы поперечной устойчивости. Но они не всегда способны полноценно защитить транспортное средство от опрокидывания, особенно если

центр масс размещён достаточно высоко. Решение этой проблемы можно искать в направлении недопущения достижения критической скорости по опрокидыванию. Для этого следует сформировать закон управления, который по мере приближения параметров движения к критическим значениям мог бы снижать тяговое усилие на ведущих колёсах.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ПО БОКОВОМУ ОПРОКИДЫВАНИЮ

Для того чтобы сформулировать закон управления, следует сначала вывести уравнения для определения значений критических скоростей по опрокидыванию передней и задней секций электробуса [5, 6]. При выводе уравнений принимается допущение, что упругие свойства подвески и поперечного стабилизатора устойчивости не учитываются, разность углов крена секций равна нулю. Сначала запишем уравнения моментов вокруг продольной оси (рис. 1).

Уравнение момента опрокидывания для передней секции с учётом влияния задней секции, записанное относительно осей ZY передней секции, выглядит следующим образом:

$$\left(m_{\text{км1}} + \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{v_1^2}{R_{\text{п1}}} h_{\text{цм1}} - (m_{\text{км1}} g + R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} + \left(m_{\text{км2}} - \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{v_2^2}{R_{\text{п2}}} h_{\text{цм2}} \cos(\gamma) - (m_{\text{км2}} g - R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} \cos(\gamma) = 0, \quad (1)$$

где $m_{\text{км1}}$ — масса передней секции, кг; $m_{\text{км2}}$ — масса задней секции, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; v_1 — скорость передней секции, м/с; v_2 — скорость задней секции, м/с; $R_{\text{цп}}$ — вертикальная сила в сцепном устройстве, Н; B — колея колёс, м; $R_{\text{п1}}$ — кинематический радиус поворота передней секции, м; $R_{\text{п2}}$ — кинематический радиус поворота задней секции [5, 6], м; $h_{\text{цм1}}$ — высота центра масс передней секции [7], м; $h_{\text{цм2}}$ — высота центра масс задней секции, м; γ — измеренный угол складывания, рад.

Уравнение момента опрокидывания для задней секции с учётом влияния передней секции записано аналогично уравнению (1):

$$\left(m_{\text{км2}} - \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{v_2^2}{R_{\text{п2}}} h_{\text{цм2}} - (m_{\text{км2}} g - R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} + \left(m_{\text{км1}} + \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{v_1^2}{R_{\text{п1}}} h_{\text{цм1}} \cos(\gamma) - (m_{\text{км1}} g + R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} \cos(\gamma) = 0. \quad (2)$$

Примем во внимание зависимость линейных скоростей обеих секций через угол складывания узла сочленения:

$$v_2 = v_1 \cos(\gamma). \quad (3)$$

Запишем уравнения (1) и (2) относительно скоростей передней секции путём подстановки уравнений (3):

$$v_1^2 \left[\left(m_{\text{км1}} + \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{h_{\text{цм1}}}{R_{\text{п1}}} + \left(m_{\text{км2}} - \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{h_{\text{цм2}} \cos(\gamma)^3}{R_{\text{п2}}} \right] = (m_{\text{км1}} g + R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} + (m_{\text{км2}} g - R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} \cos(\gamma); \quad (4)$$

$$v_2^2 \left[\left(m_{\text{км2}} - \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{h_{\text{цм2}}}{R_{\text{п2}}} + \left(m_{\text{км1}} + \frac{R_{\text{цп}}}{g}\right) \frac{h_{\text{цм1}}}{R_{\text{п1}} \cos(\gamma)} \right] = (m_{\text{км2}} g - R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} + (m_{\text{км1}} g + R_{\text{цп}}) \frac{B}{2} \cos(\gamma). \quad (5)$$

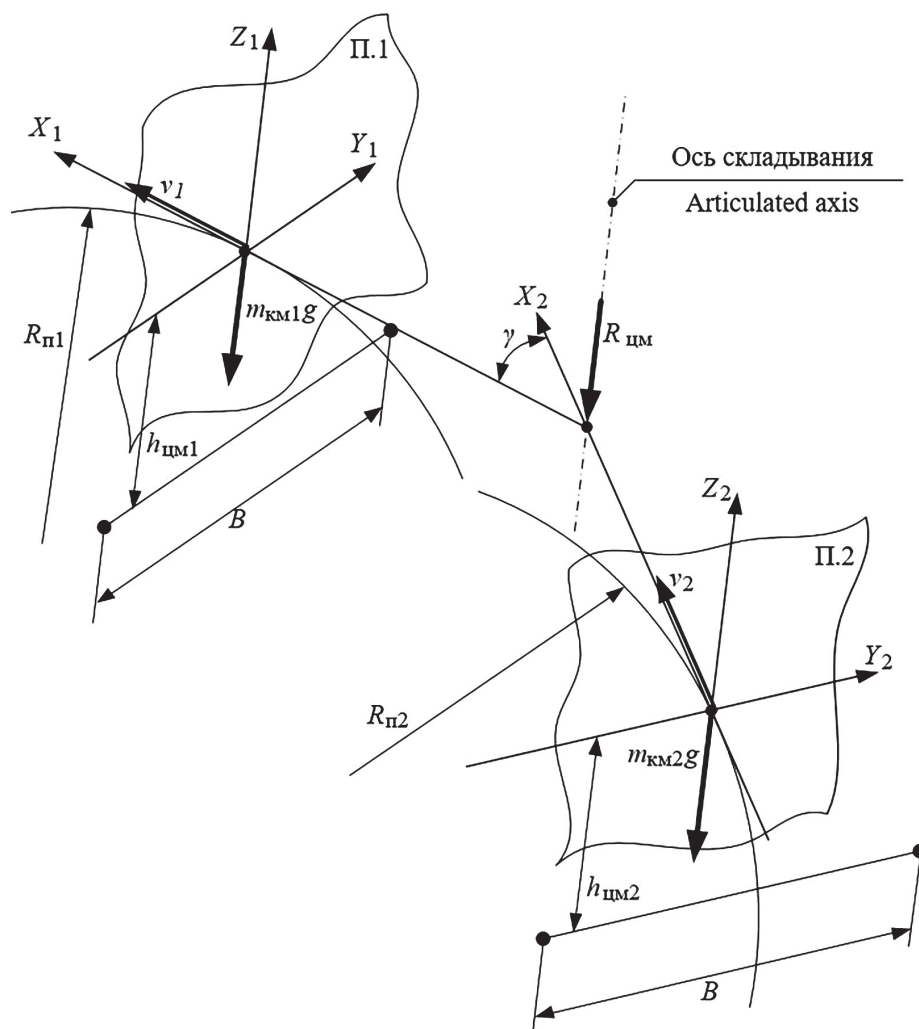


Рис. 1. Расчётная схема приложения поперечных сил и моментов на секции электробуса. П.1 — поперечная плоскость передней секции; П.2 — поперечная плоскость задней секции; $m_{км1}$ — масса передней секции, кг; $m_{км2}$ — масса задней секции, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; v_1 — скорость передней секции, м/с; v_2 — скорость задней секции, м/с; $R_{цп}$ — вертикальная сила в сцепном устройстве, Н; B — колея колёс, м; $R_{п1}$ — кинематический радиус поворота передней секции, м; $R_{п2}$ — кинематический радиус поворота задней секции, м; $h_{цм1}$ — высота центра масс передней секции, м; $h_{цм2}$ — высота центра масс задней секции, м; γ — измеренный угол складывания, рад.

Fig. 1. The design scheme of the application of lateral forces and moments on the section of the electric bus. П.1 — the transverse plane of the front section; П.2 — the transverse plane of the rear section; $m_{км1}$ — the mass of the front section, kg; $m_{км2}$ — the mass of the rear section, kg; g — acceleration of the free fall, m/s²; v_1 — the velocity of the front section, m/s; v_2 — the velocity of the rear section, m/s; $R_{цп}$ — vertical force in the coupling device, N; B — wheel track, m; $R_{п1}$ — kinematic radius of turning of the front section, m; $R_{п2}$ — kinematic radius of turning of the rear section, m; $h_{цм1}$ — height of the center of mass of the front section, m; $h_{цм2}$ — height of the center of mass of the rear section, m; γ — measured articulation angle, rad.

Перенесём скорости в левую часть уравнений (4) и (5) и запишем уравнения критических скоростей секций $v_{кр.оп1}$, $v_{кр.оп2}$:

$$v_{кр.оп1} = \sqrt{2 \left[\left(m_{км1} + \frac{R_{цп}}{g} \right) \frac{h_{цм1}}{R_{п1}} + \left(m_{км2} - \frac{R_{цп}}{g} \right) \frac{h_{цм2} \cos(\gamma)^3}{R_{п2}} \right]}; \quad (6)$$

$$v_{кр.п2} = \sqrt{2 \left[\left(m_{км2} - \frac{R_{цп}}{g} \right) \frac{h_{цм2}}{R_{п2}} + \left(m_{км1} + \frac{R_{цп}}{g} \right) \frac{h_{цм1} \cos(\gamma)}{R_{п1}} \right]}. \quad (7)$$

Введём для удобства переменные:

$$\Gamma_1 = 1 + \cos(\gamma); \quad \Gamma_2 = 1 - \cos(\gamma); \quad m_{цп} = \frac{R_{цп}}{g}. \quad (8)$$

С учётом переменных (8) уравнения критических скоростей будут выглядеть следующим образом:

$$v_{кр.оп1} = \sqrt{\frac{B(m_{км1}g\Gamma_1 + R_{сц}\Gamma_2)}{2\left[\left(m_{км1} + m_{сц}\right)\frac{h_{цм1}}{R_{п1}} + \left(m_{км2} - m_{сц}\right)\frac{h_{цм2}\cos(\gamma)^3}{R_{п2}}\right]}}; \quad (9)$$

$$v_{кр.оп2} = \sqrt{\frac{B(m_{км2}g\Gamma_1 - R_{сц}\Gamma_2)}{2\left[\left(m_{км2} - m_{сц}\right)\frac{h_{цм2}}{R_{п2}} + \left(m_{км1} + m_{сц}\right)\frac{h_{цм1}}{R_{п1}\cos(\gamma)}\right]}}. \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) отражают критические скорости движения по опрокидыванию. Далее на основе полученных зависимостей будет формироваться закон управления.

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА И ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОЙ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ

В работе рассматривается случай, при котором боковое опрокидывание сочленённого транспортного средства может возникнуть при совершении крутого поворота или при резком повороте рулевого колеса. Движение по кособору или занос с последующим ударом колёс об препятствие не рассматриваются. При разработке алгоритма защиты от опрокидывания сочленённого электробуса принимаются допущения, согласно которым движение осуществляется по недеформируемой неровной горизонтальной поверхности, система поддрессирования не учитывается, при возникновении опасности опрокидывания отрыв колёс обеих секций происходит одновременно [5].

Если принять во внимание, что уравнения (9) и (10) описывают движение секций электробуса по «идеальной» кинематической схеме поворота [8], то критические угловые скорости вращения секций могут служить уставками, превышение которых недопустимо.

Критические скорости вращения передней $\omega_{кр.оп1}$ и задней $\omega_{кр.оп2}$ секций вычисляются по формулам:

$$\omega_{кр.оп1} = \frac{1}{R_{п1}} \sqrt{\frac{B(m_{км1}g\Gamma_1 + R_{сц}\Gamma_2)}{2\left[\left(m_{км1} + m_{сц}\right)\frac{h_{цм1}}{R_{п1}} + \left(m_{км2} - m_{сц}\right)\frac{h_{цм2}\cos(\gamma)^3}{R_{п2}}\right]}}; \quad (11)$$

$$\omega_{кр.оп2} = \frac{1}{R_{п2}} \sqrt{\frac{B(m_{км2}g\Gamma_1 - R_{сц}\Gamma_2)}{2\left[\left(m_{км2} - m_{сц}\right)\frac{h_{цм2}}{R_{п2}} + \left(m_{км1} + m_{сц}\right)\frac{h_{цм1}}{R_{п1}\cos(\gamma)}\right]}}. \quad (12)$$

Оперирование угловыми скоростями в законе управления тягой удобно тем, что нарастание угловой скорости передней или задней секций имеет отнулевой характер. То есть по мере нарастания измеренной угловой скорости и приближения к критическому значению оказывается управляющее воздействие по снижению тяги. Разность между критической $\omega_{кр.оп1}$ и измеренной ω_{z1} угловыми скоростями для передней секции вычисляется по формуле:

$$x_{кр.оп1}(t) = \frac{\omega_{кр.оп1}(t) - \omega_{z1}(t)}{\max(\omega_{кр.оп1}(t), \omega_{z1}(t))}. \quad (13)$$

Согласно уравнению (13), если фактическая скорость вращения секции приближается к критической угловой скорости $\omega_{z1} \rightarrow \omega_{кр.оп1}$, то ошибка по управлению стремится к нулю $x_{кр.оп1}(t) \rightarrow 0$. В противном случае, если фактическая скорость вращения стремится к нулю $\omega_{z1} \rightarrow 0$, тогда ошибка по управлению будет стремиться к единице $x_{кр.оп1}(t) \rightarrow 1$. Ошибка по управлению для второй секции описывается аналогичным (13) образом:

$$x_{кр.оп2}(t) = \frac{\omega_{кр.оп2}(t) - \omega_{z2}(t)}{\max(\omega_{кр.оп2}(t), \omega_{z2}(t))}, \quad (14)$$

где ω_{z2} — измеренная угловая скорость второй секции, рад/с.

Изменение крутящего момента осуществляется за счёт множителя $h_{кр.оп}(t) = [0; 1]$, который умножается на степень нажатия педали хода в относительных единицах [9]:

$$M_{req} = M_{ref} h_{ход} h_{кр.оп},$$

где M_{req} — запрашиваемый крутящий момент, Н·м; M_{ref} — максимальный крутящий момент, Н·м; $h_{ход}$ — степень нажатия на педаль хода, выраженная в относительных единицах.

На рис. 2 показана структурная схема формирования запрашиваемого крутящего момента на тяговый инвертор для сочленённого электробуса.

На основании уравнения (13) следует сформулировать условия работы закона управления по снижению крутящего момента. В табл. 1 описывается стратегия управления тягой по мере изменения фазовой переменной. Для соблюдения требования по стратегии управления, записанных в табл. 1, может быть применена логистическая функция [9]:

$$\sigma(t) = \frac{1}{1 + e^{-x}},$$

где x — аргумент логистической функции.

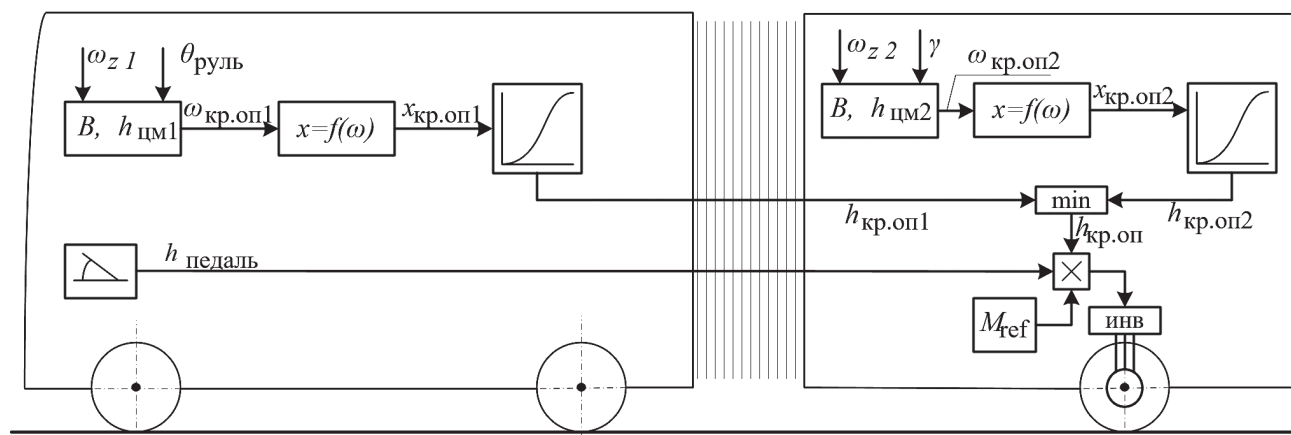


Рис. 2. Структурная схема формирования запрашиваемого крутящего момента на тяговый инвертор; ω_{z1} — измеренная угловая скорость передней секции, рад/с; ω_{z2} — измеренная угловая скорость второй секции, рад/с; B — колея колёс, м; $h_{цм1}$ — высота центра масс передней секции, м; $h_{цм2}$ — высота центра масс задней секции, м; $\theta_{руль}$ — угол поворота управляемых колёс, рад; γ — измеренный угол складывания, рад; $x_{кр.оп1}$ — ошибка по управлению в передней секции; $x_{кр.оп2}$ — ошибка по управлению в задней секции; $h_{кр.оп1}$ — сомножитель регулятора передней секции; $h_{кр.оп2}$ — сомножитель регулятора задней секции; $h_{кр.оп}$ — сомножитель регулятора, минимальный из $h_{кр.оп1}$, $h_{кр.оп2}$; M_{ref} — максимальный крутящий момент, Н·м; $h_{педаль}$ — степень нажатия на педаль хода; «инв» — инвертор.

Fig. 2. The block diagram of the formation of the requested torque to the traction inverter; ω_{z1} — measured yaw rate of the front section, rad/s; ω_{z2} — measured yaw rate of the second section, rad/s; B — wheel track, m; $h_{цм1}$ — height of the center of mass of the front section, m; $h_{цм2}$ — height of the center of mass of the rear section, m; $\theta_{руль}$ — steer angle of the steerable wheels, rad; γ — measured articulation angle, rad; $x_{кр.оп1}$ — control error in the front section; $x_{кр.оп2}$ — control error in the rear section; $h_{кр.оп1}$ — multiplier of the regulator of the front section; $h_{кр.оп2}$ — multiplier of the regulator of the rear section; $h_{кр.оп}$ — regulator multiplier, the minimum of $h_{кр.оп1}$, $h_{кр.оп2}$; M_{ref} — maximal torque, N·m; $h_{педаль}$ — the degree of pressing the stroke pedal; «инв» — inverter.

Таблица 1. Стратегия управления снижением тяги

Table 1. Strategy of traction reduction control

Внешнее воздействие	Фазовая переменная	Управляющее воздействие
$\omega_{zi} \rightarrow \omega_{кр.оп i}$	$x_{кр.оп i}(t) \rightarrow 0$	$h_{кр.оп i}(t) \rightarrow 0$
$\omega_{zi} \rightarrow 0$	$x_{кр.оп i}(t) \rightarrow 1$	$h_{кр.оп i}(t) \rightarrow 1$

где i — номер секции.

Форма логистической функции показана на рис. 3, а.

Однако сигмовидную кривую следует преобразовать в несколько ином виде, учитывая, что входная переменная $x_{кр.оп i}(t) = [0; 1]$ и $h_{кр.оп i}(t) = [0; 1]$. Тогда форма логистической функции примет вид, представленный на рис. 3, б. Уравнение в этом случае будет выглядеть следующим образом [10]:

$$h_{кр.оп i}(t) = \frac{1}{1 + e^{-k(x_{кр.оп i}(t) - 0,5)}},$$

где k — коэффициент крутизны логистической кривой.

В свою очередь, учитывая наличие двух секций, сомножитель $h_{кр.оп}$ должен формироваться из двух сомножителей $h_{кр.оп1}$ и $h_{кр.оп2}$ путём сравнения наименьшего значения:

$$h_{кр.оп} = \min(h_{кр.оп1}, h_{кр.оп2}).$$

ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТАННОГО АЛГОРИТМА И ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ

Одним из этапов при создании алгоритма управления является проверка работоспособности и эффективности. Подобные работы проводятся путём компьютерного моделирования пространственного движения транспортного средства. Существуют ряд работ [11, 12], на основе которых формируются математические модели транспортных средств, в том числе и сочленённых. При исследовании работоспособности и эффективности разработанного алгоритма проводились виртуальные зезды Электробуса 1, у которого алгоритм защиты от опрокидывания выключен, и Электробуса 2, у которого алгоритм защиты включён.

В качестве критериев эффективности и работоспособности приняты следующие параметры: величина

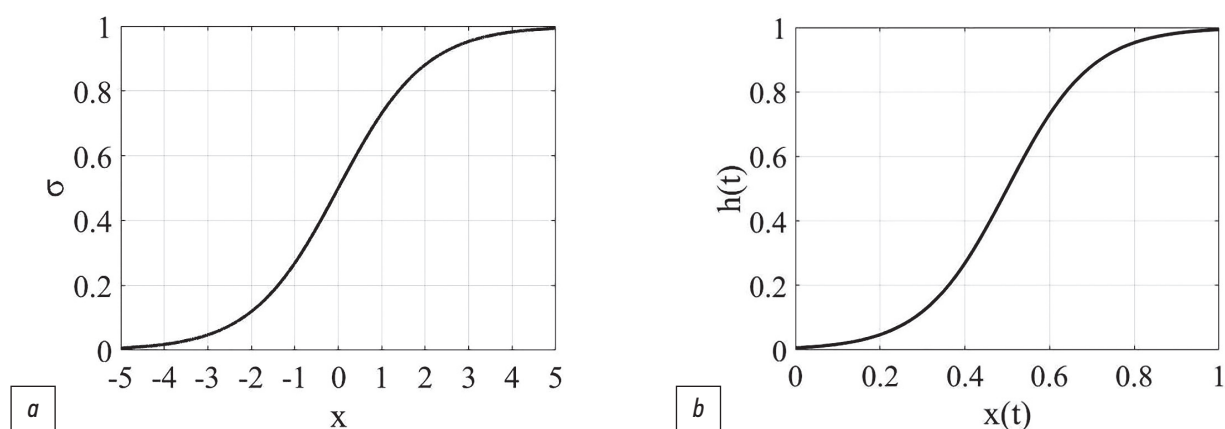


Рис. 3. Форма логистической функции: *a* — стандартной; *b* — преобразованной. x — аргумент логистической функции; $x(t)$ — аргумент преобразованной логистической функции; σ — выходная переменная логистической функции; $h(t)$ — выходная переменная преобразованной логистической функции.

Fig. 3. The shape of the logistic function: *a* — the standard; *b* — the transformed. x — the argument of the logistic function; $x(t)$ — the argument of the transformed logistic function; σ — the output variable of the logistic function; $h(t)$ — the output variable of the transformed logistic function.

нормальной реакции на колесе внутреннего борта второй секции, разность критической и измеренной угловых скоростей секций, углы крена. Анализ параметров проводится во время совершения стационарного поворота, начиная с 8 секунды моделирования. При сравнении величин берутся средние значения параметров при совершении стационарного поворота.

Из заезда видно, что радиус поворота второй секции Электробуса 1 составил $R_{п2}=9,14$ м, в то время как для Электробуса 2 — $R_{п2}=8,73$ м, что свидетельствует о том, что вторая секция Электробуса 2 проехала по траектории близкой к кинетически идеальной без увода (рис. 4) [8].

Из рис. 5 при совершении манёвра видно, что среднее значение нормальной реакции на заднем колесе внутреннего

борта Электробуса 1 составляет 9567 Н, а на Электробусе 2 — 15837 Н. Из этого можно сделать вывод о том, что разработанный алгоритм обеспечивает меньшую склонность к отрыву колёс внутреннего борта.

На рис. 6 и 7 видно, что измеренные угловые скорости обеих секций Электробуса 2 отдалены от критических значений, по сравнению с Электробусом 1, совершающим такой же поворот. В табл. 2 записаны средние значения измеренных и критических угловых скоростей, а также их разности.

На основании рис. 8 можно отметить, что среднее значение угла крена Электробуса 1 составляет $3,25^\circ$, в то время как для Электробуса 2 это значение составило $2,8^\circ$. В табл. 3 записаны осреднённые параметры движения Электробусов 1 и 2.

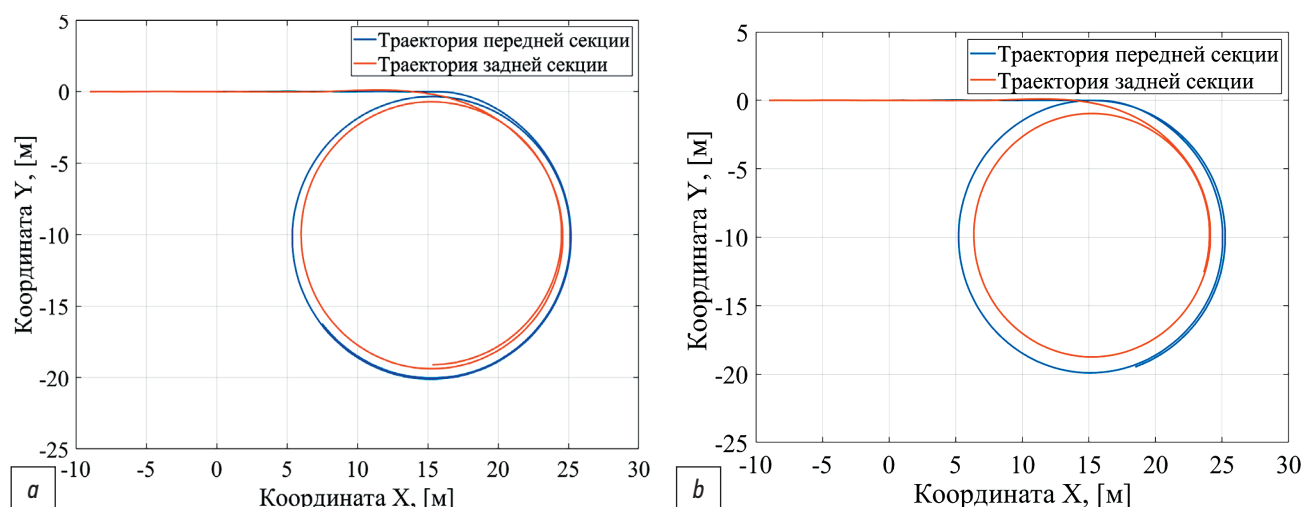


Рис. 4. Траектории электробусов: *a* — Электробуса 1; *b* — Электробуса 2: синий график — траектория центра масс передней секции; оранжевый график — траектория центра масс задней секции.

Fig. 4. Paths of electric buses: *a* — the Electric bus 1; *b* — the Electric Bus 2: blue graph — path of the center of mass of the front section; orange graph — path of the center of mass of the rear section.

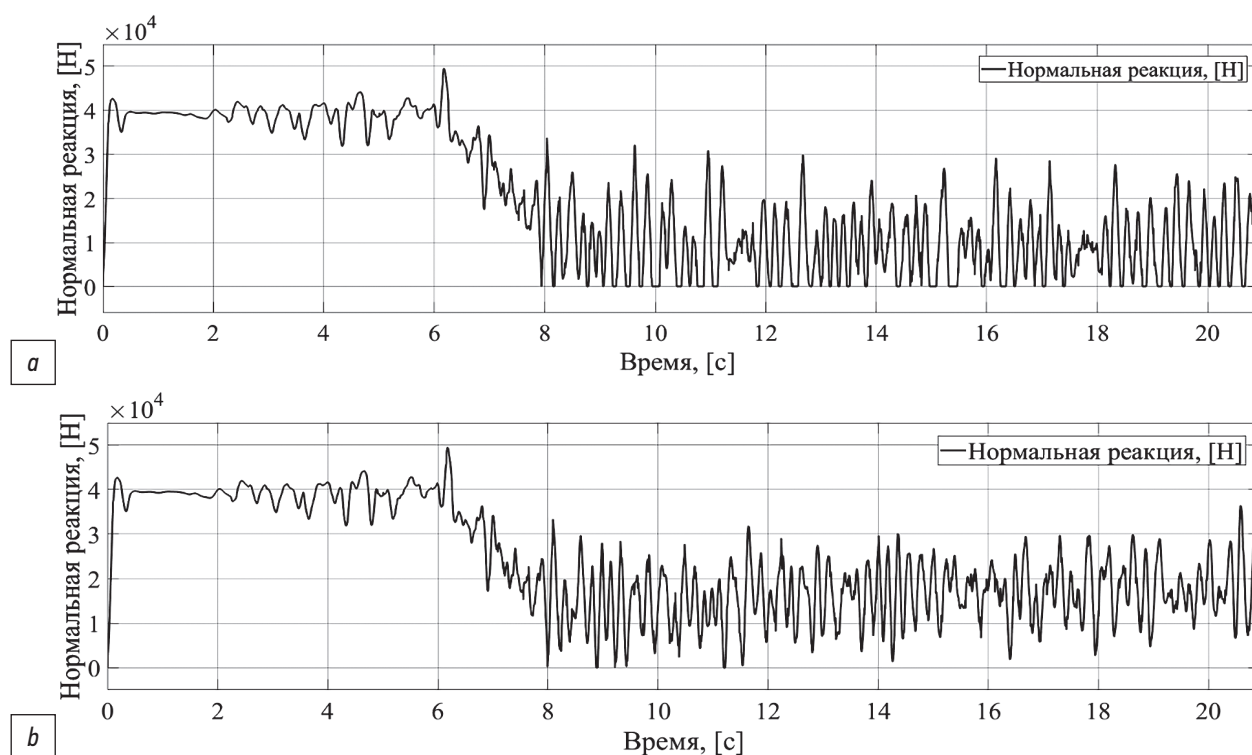


Рис. 5. Нормальная реакция на заднем ведущем колесе внутреннего борта: *a* — Электробуса 1; *b* — Электробуса 2.

Fig. 5. Normal reaction on the rear drive wheel of the inner side: *a* — the Electric bus 1; *b* — the Electric bus 2.

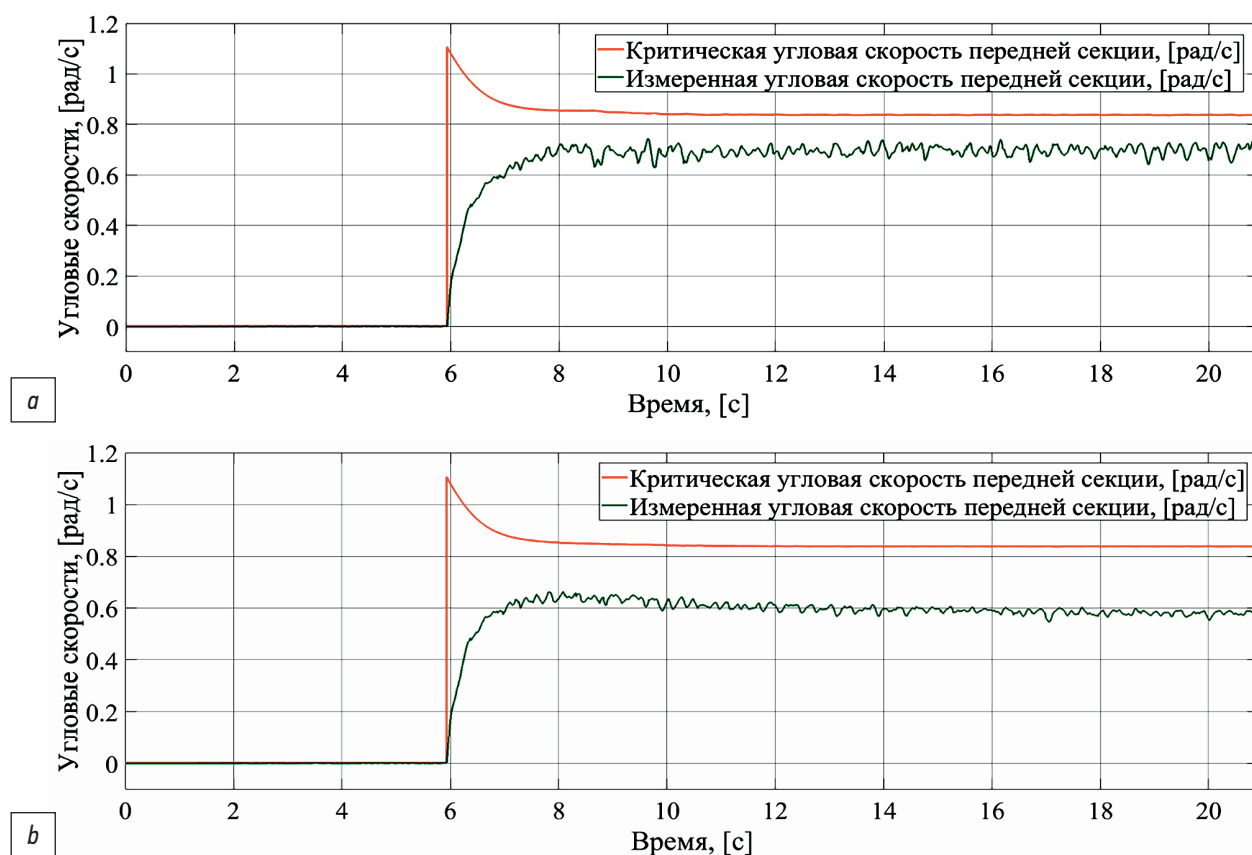


Рис. 6. Критическая и измеренная угловые скорости вращения передней секции: *a* — Электробуса 1; *b* — Электробуса 2; красный график — критическая угловая скорость передней секции; зелёный график — измеренная угловая скорость передней секции.

Fig. 6. Critical and measured yaw rates of the front section: *a* — the Electric bus 1; *b* — the Electric bus 2; red graph — critical yaw rate of the front section; green graph — measured yaw rate of the front section.

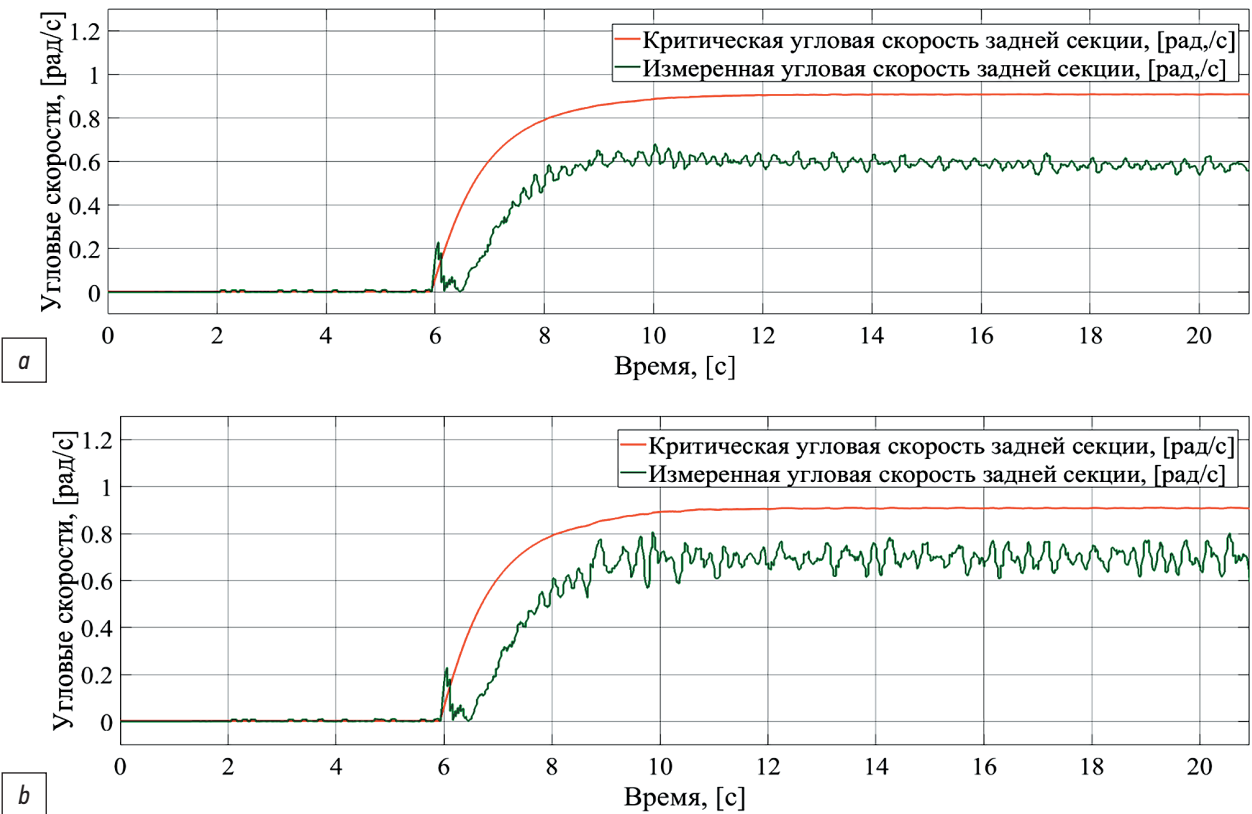


Рис. 7. Критическая и измеренная угловые скорости вращения задней секции: *a* — Электробуса 1; *b* — Электробуса 2; красный график — критическая угловая скорость передней секции; зелёный график — измеренная угловая скорость передней секции.
Fig. 7. Critical and measured yaw rates of rotation of the rear section: *a* — the Electric bus 1; *b* — the Electric bus 2; red graph — critical yaw rate of the front section; green graph — measured yaw rate of the front section.

Таблица 2. Средние значения измеренных и критических угловых скоростей

Table 2. Average values of measured and critical yaw rates

Угловые скорости, рад/с:	$\bar{\omega}_{кр.оп1}$	$\bar{\omega}_{з1}$	$\bar{\Delta}_{кр.оп1}$	$\bar{\omega}_{кр.оп2}$	$\bar{\omega}_{з2}$	$\bar{\Delta}_{кр.оп2}$
Электробус 1	0,832	0,698	0,134	0,923	0,71	0,213
Электробус 2	0,831	0,602	0,229	0,921	0,599	0,322

Таблица 3. Сравнение параметров значений

Table 3. Comparison of values of parameters

	Электробус 1	Электробус 2	Относительная эффективность
Нормальная реакция на заднем ведущем колесе внутреннего борта	9567 Н	15837 Н	+ 39,6 %
Разность критической и измеренной угловой скорости передней секции	0,134 рад/с	0,229 рад/с	+ 41,5 %
Разность критической и измеренной угловой скорости задней секции	0,213 рад/с	0,322 рад/с	+ 33,8 %
Угол крена	3,25 °	2,8 °	+ 13,8 %

ВЫВОДЫ

Разработан метод защиты сочленённого электробуса от опрокидывания, содержащий алгоритм и закон

управления запрашиваемым моментом тягового электродвигателя. Выведены уравнения критических скоростей секций электробуса, в которых учитывается взаимное воздействие масс обеих секций друг на друга.

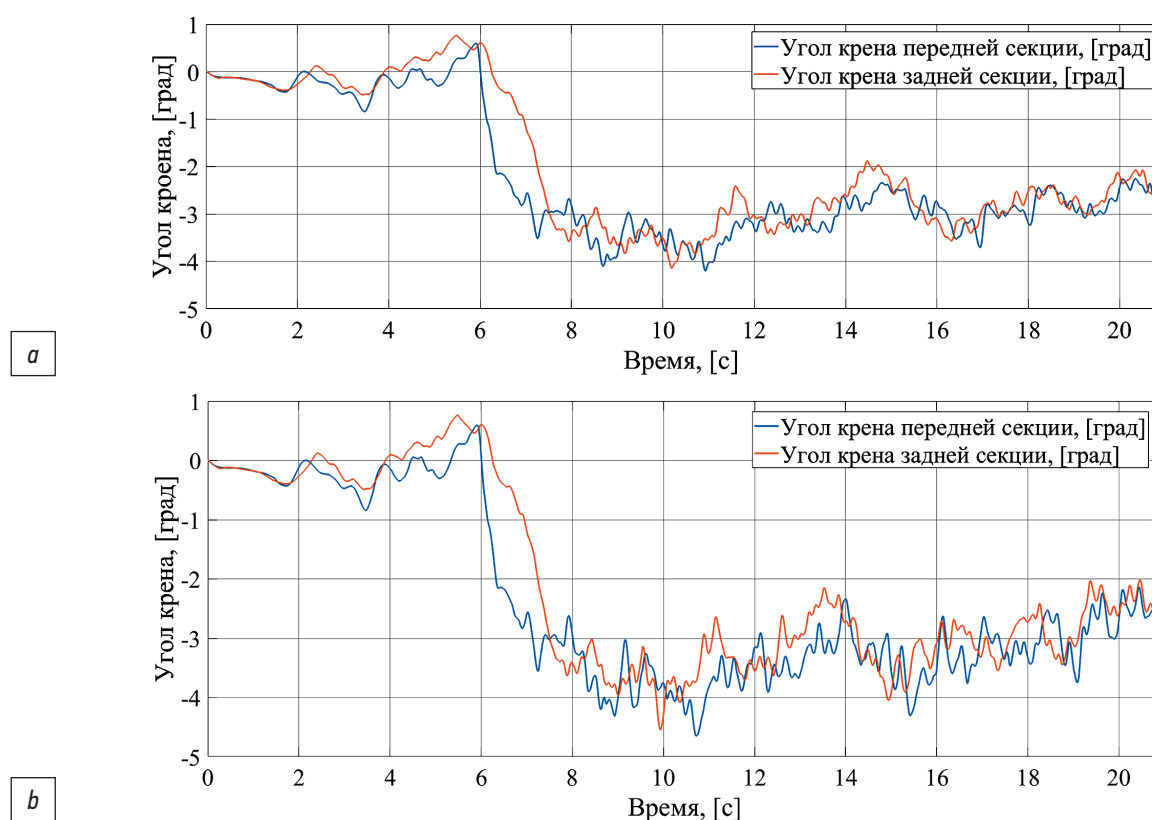


Рис. 8. Углы крена передней и задней секций: *a* — Электробуса 1; *b* — Электробуса 2; синий график — угол крена передней секции; оранжевый график — угол крена задней секции.

Fig. 8. Roll angles of the front and rear sections: *a* — the Electric bus 1; *b* — the Electric Bus 2; blue graph — roll angle of the front section; orange graph — roll angle of the rear section.

Доказана работоспособность и эффективность предложенного метода защиты от опрокидывания. По ряду критериев применение предложенного метода защиты снижает склонность к опрокидыванию электробуса на 13,8...41,5%.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. А.В. Антонян — разработка и вывод уравнений для защиты секций от опрокидывания, формирование плана и общая компоновка статьи; А.В. Климов — поиск литературы, рекомендации по выводу уравнений, формирование плана и общая компоновка статьи; А.О. Бучкин — программная реализация алгоритма в среде MATLAB&Simulink. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. A.V. Antonyan — development and derivation of equations to protect sections from rollover, formation of a plan and general layout of the manuscript; A.V. Klimov — literature search, recommendations for derivation of equations, formation of a plan and general layout of the manuscript; A.O. Buchkin — software implementation of the algorithm in the MATLAB/Simulink environment. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. El-Geneidy A.M., Vijaayakumar N. The Effects of Articulated Buses on Dwell and Running Times // *Journal of Public Transportation*. 2011. Vol. 14, N. 3. P. 63–86. doi: 10.5038/2375-0901.14.3.4
2. Holland S.P., Mansur E.T., Muller N.Z., et al. The environmental benefits of transportation electrification: Urban buses // *Energy Policy*. Part A. 2021. Vol. 148. doi: 10.1016/j.enpol.2020.111921
3. Kim J., Song I., Choi W. An Electric Bus with a Battery Exchange System // *MDPI. Energies*. 2015. № 8. P. 6806–6819. doi: 10.3390/en8076806
4. Fan Y., Du Ch., Wang Q. Study on the Influence of the Center of Gravity of Fuel Cell City Bus on its Handling Characteristics // *Mechanica*. 2020. Vol. 26, N. 5. P. 416–425. doi: 10.5755/j01.mech.26.5.23590
5. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля. СПб.: БХВ-Петербург, 2022. EDN: FOWIQZ
6. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колёсных машин: учебник для вузов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. EDN: QNWWGX
7. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория. М.: Академкнига, 2006.
8. Анкинович Г.Г., Вержицкий А.Н., Жилейкин М.М. Метод определения параметров движения двухосных колёсных машин для обеспечения работы системы динамической стабилизации // *Известия ВУЗов. Машиностроение*. 2017. № 3. С. 31–39. doi: 10.18698/0536-1044-2017-4-11-20 EDN: YJMIVZ
9. Тадеусевич Р., Боровик Б., Гончаж Т. и др. Элементарное введение в технологию нейронных систем с примерами программ. М.: Горячая линия-Телеком, 2011.
10. Антонян А.В. Метод защиты электробуса большого класса от бокового опрокидывания // *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*. 2022. № 4. С. 67–74. doi: 10.46960/1816-210X_2022_4_67 EDN: AVEPZB
11. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колёсных машин на базе методов нечёткой логики. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. EDN: ZCOFWV
12. Жилейкин М.М., Котиев Г.О. Моделирование систем транспортных средств. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. EDN: ZCUXHN

REFERENCES

1. El-Geneidy AM, Vijaayakumar N. The Effects of Articulated Buses on Dwell and Running Times. *Journal of Public Transportation*. 2011;14(3):63–86. doi: 10.5038/2375-0901.14.3.4
2. Holland SP, Mansur ET, Muller NZ, et al. The environmental benefits of transportation electrification: Urban buses. *Energy Policy. Part A*. 2021;148. doi: 10.1016/j.enpol.2020.111921
3. Kim J, Song I, Choi W. An Electric Bus with a Battery Exchange System. *MDPI. Energies*. 2015;8:6806–6819. doi: 10.3390/en8076806
4. Fan Y, Du Ch, Wang Q. Study on the Influence of the Center of Gravity of Fuel Cell City Bus on its Handling Characteristics. *Mechanica*. 2020;26(5):416–425. doi: 10.5755/j01.mech.26.5.23590
5. Tarasik VP. *Vehicle movement theory*. Sankt Peterburg: BHV-Peterburg; 2022. (In Russ.) EDN: FOWIQZ
6. Larin VV. *All-wheel wheeled vehicle movement theory*. Moscow: MGTU im NE Bauman; 2010. (In Russ.) EDN: QNWWGX
7. Gladov GI, Petrenko AM. *Special Vehicles: Theory*. Moscow: Akademkniga; 2006. (In Russ.)
8. Ankinovich GG, Verzhbitsky AN, Zhileikin MM. A method for determining the motion parameters of two-axle wheeled vehicles to ensure the operation of a dynamic stabilization system. *Izvestiya VUZov. Mechanical engineering*. 2017;3:31–39. doi: 10.18698/0536-1044-2017-4-11-20 (In Russ.) EDN: YJMIVZ
9. Tadeusevich R, Borovik B, Gonchazh T, et al. *Elementary introduction to the technology of neural systems with examples of programs*. Moscow: Goryachaya liniya-Telekom; 2011. (In Russ.)
10. Antonyan AV. The method of protecting a large-class electric bus from side overturning. *Proceedings of the R.E. Alekseev NSTU*. 2022;4:67–74. (In Russ.) doi: 10.46960/1816-210X_2022_4_67 EDN: AVEPZB
11. Zhileikin MM. *Theoretical foundations for improving the stability and controllability of wheeled vehicles based on fuzzy logic methods*. Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University; 2016. (In Russ.) EDN: ZCOFWV
12. Zhileikin MM, Kotiev GO. Modeling of vehicle systems. Moscow: MGTU im NE Bauman; 2021. (In Russ.) EDN: ZCUXHN

ОБ АВТОРАХ

* Антонян Аноп Ваганович,

канд. техн. наук, доцент,
главный специалист Группы имитационного моделирования
и оптимизации алгоритмов; старший научный сотрудник
Передовой инженерной школы электротранспорта;
адрес: Российская Федерация, 121205, Москва,
Инновационный центр Сколково, Большой бул., д. 62;
ORCID: 0000-0002-5566-6569;
eLibrary SPIN: 4797-9808;
e-mail: antonyan.akop@yandex.ru

AUTHORS' INFO

* Akop V. Antonyan,

Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor,
Chief Specialist of the Simulation Modeling and Algorithm
Optimization Group; Senior Researcher of the Advanced
Engineering School of Electric Transport;
address: 62 Bolshoy blvd, Skolkovo Innovation Center,
121205 Moscow, Russian Federation;
ORCID: 0000-0002-5566-6569;
eLibrary SPIN: 4797-9808;
e-mail: antonyan.akop@yandex.ru

Климов Александр Владимирович,

канд. техн. наук, доцент,
руководитель службы электрифицированных автомобилей;
старший научный сотрудник Передовой инженерной школы
электротранспорта;
ORCID: 0000-0002-5351-3622;
eLibrary SPIN: 7637-3104;
e-mail: klimmanen@mail.ru

Бучкин Андрей Олегович,

инженер-программист 2 категории Группы имитационного
моделирования и оптимизации алгоритмов;
ORCID: 0009-0005-8897-2086;
e-mail: bucha934@mail.ru

Alexander V. Klimov,

Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor,
Head of the Electric Vehicles Department; Senior Researcher
of the Advanced Engineering School of Electric Transport;
ORCID: 0000-0002-5351-3622;
eLibrary SPIN: 7637-3104;
e-mail: klimmanen@mail.ru

Andrey O. Buchkin,

2nd grade Software Engineer of the Simulation Modeling
and Algorithm Optimization Group;
ORCID: 0009-0005-8897-2086;
e-mail: bucha934@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author