

Научная статья
УДК 629.35.017

Особенности математического моделирования криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колёсами

Александр Фёдорович Стариков¹, Николай Васильевич Христофоров²,
Михаил Павлович Малиновский³, Евгений Юрьевич Мушкарин⁴

^{1,2,3}ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

³Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

⁴МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

¹a.starikov@nami.ru

²nikolay.khristoforov@nami.ru

³ntbmadi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

⁴mushkarin@bmstu.ru

Аннотация. Современные автопоезда специального назначения должны соответствовать особым требованиям по проходимости, манёвренности, устойчивости и управляемости. В связи с этим прицепное звено оснащают не только тяговым приводом активизации, но также системой управления поворотом колёс, а также механизмом управления складыванием звеньев в седельно-сцепном устройстве. При расчёте параметров криволинейного движения таких автопоездов математическая модель существенно усложняется. Наибольшие сложности возникают при описании поперечных реакций в пятне контакта эластичных колёс с опорной поверхностью и упругодемпфирующих сил в седельно-сцепном устройстве. Предложенная авторами альтернативная методика расчёта параметров криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колёсами, заключающаяся в рассмотрении динамического равновесия отдельно тягача и полуприцепа, использовалась для исследования устойчивости автопоездов с различными конструктивными решениями при выполнении стандартных маневров.

Ключевые слова: транспортные средства специального назначения, активный автопоезд, электромеханическая трансмиссия, тяговый электропривод, система управления поворотом, динамическая устойчивость, критическая скорость, скольжение, опрокидывание.

Для цитирования: Стариков А.Ф., Христофоров Н.В., Малиновский М.П., Мушкарин Е.Ю. Особенности математического моделирования криволинейного движения активного автопоезда с управляемыми колёсами // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3 (45).

Original article

Features of mathematical modeling of curvilinear motion of an active road train with steered wheels

Alexander F. Starikov¹, Nikolay V. Khristoforov², Mikhail P. Malinovsky³,
Evgeny Yu. Mushkarin⁴

^{1,2,3}FSUE «NAMI», Moscow, Russia

³Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

⁴Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

¹a.starikov@nami.ru

²nikolay.khristoforov@nami.ru

³ntbmadi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

⁴mushkarin@bmstu.ru

Abstract. Modern special-purpose road trains must meet special requirements for cross-country ability, maneuverability, stability, and controllability. In this regard, the trailer link is equipped not only with a traction drive for activation, but also with a wheel steering control system, as well as a mechanism for controlling the folding of links in the fifth-wheel coupling device. When calculating the parameters of curvilinear motion of such road trains, the mathematical model becomes significantly more complicated. The greatest difficulties arise when describing the transverse reactions in the contact patch of elastic wheels with the supporting surface and the elastic-damping forces in the fifth-wheel coupling device. The alternative method for calculating the parameters of curvilinear motion of an active road train with steered wheels proposed by the authors, which consists in considering the dynamic equilibrium of the tractor and semitrailer separately, was used to study the stability of road trains with various design solutions when performing standard maneuvers.

Keywords: special purpose vehicles, active road train, electromechanical transmission, traction electric drive, steering control system, dynamic stability, critical speed, slip, rollover.

For citation: Starikov A.F., Khristoforov N.V., Malinovsky M.P., Mushkarin E.Yu. Features of mathematical modeling of curvilinear motion of an active road train with steered wheels. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura.* 2025. № 3 (45).

Введение и постановка задачи

Существующие математические модели, описывающие процесс криволинейного движения активного автопоезда, как правило, имеют в своей основе описание силовых и кинематических факторов каждого звена автопоезда и уравнения связи звеньев через седельно-сцепное устройство (ССУ) [1]. Для активного автопоезда требуется также описание подвода мощности (моментов) к колесам полуприцепа от основного двигателя тягача [2] или от вспомогательной силовой установки [3]. Кроме того, если полуприцеп имеет механизм управления поворотом колес [4], требуется описание законов управления колесами полуприцепа [5]. В некоторых случаях при моделировании [6] требуется учесть, что в ССУ автопоезда имеется механизм управления складыванием звеньев [7], кинематика которого должна быть согласована с механизмом управления поворотом колес автопоезда [8; 9].

Исходная математическая модель

Математическая модель криволинейного движения автопоезда представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающую процесс криволинейного движения многоосного автопоезда по твердой опорной поверхности [10]. При движении автопоезда учитывается перераспределение нормальных реакций по колесам многоосного автопоезда [11], а также учитываются инерционные нагрузки по трём осям координат. Пример расчётной схемы многоосного транспортного средства (рис. 1) и системы дифференциальных уравнений приведены ниже [12]:

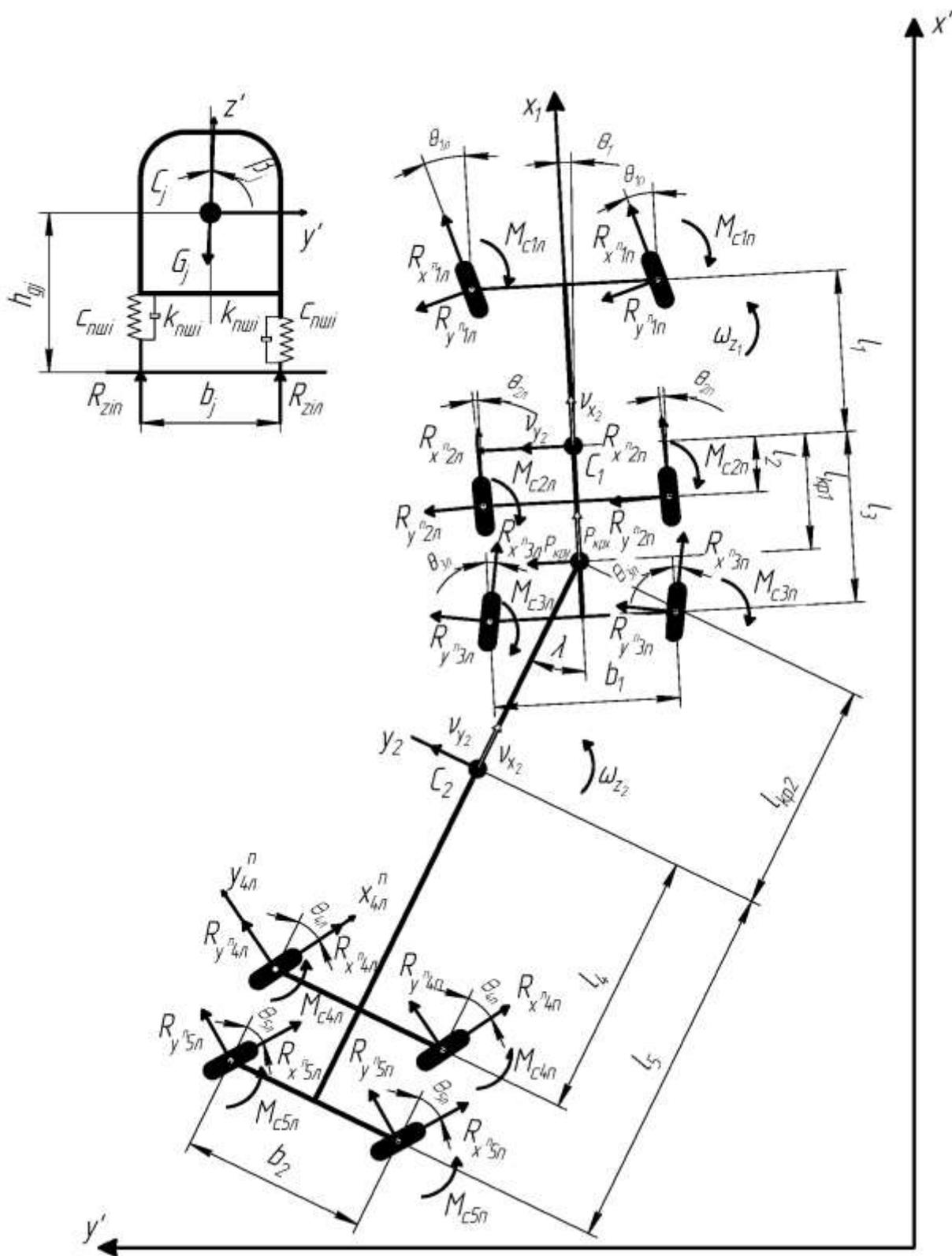


Рис. 1. Расчётная схема автопоезда

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^n (R_{x_{i\bar{i}}} + R_{x_{in}}) + \sum_{i=1}^n (f_{i\bar{i}} R_{x_{i\bar{i}}} \cos \theta_{i\bar{i}} + f_{in} R_{x_{in}} \cos \theta_{in}) - P_{крjx} - P_{wx}}{m_j} + v_y \omega_z; \quad (1)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^n (R_{y_{i\bar{i}}} + R_{y_{in}}) - \sum_{i=1}^n (f_{i\bar{i}} R_{x_{i\bar{i}}} \sin \theta_{i\bar{i}} + f_{in} R_{x_{in}} \sin \theta_{in}) + P_{крjy}}{m_j} - v_x \omega_z; \quad (2)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{1}{J_{xj}} \left\{ h_{gj} \left[\sum_{i=1}^n (R_{y_{i\bar{i}}} + R_{y_{in}}) - \sum_{i=1}^n (f_{i\bar{i}} R_{x_{i\bar{i}}} \sin \theta_{i\bar{i}} + f_{in} R_{x_{in}} \sin \theta_{in}) \right] - \right. \\ \left. - 0,5b_j \sum_{i=1}^n (R_{z_{i\bar{i}}} - R_{z_{in}}) + h_{gj} m_j g \sin \beta \right\}; \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{J_{zj}} \left\{ 0,5b_j \left[\sum_{i=1}^n (R_{x_{in}} \cos \theta_{in} - R_{x_{i\bar{i}}} \cos \theta_{i\bar{i}}) - \sum_{i=1}^n (R_{y_{in}} \sin \theta_{in} - R_{y_{i\bar{i}}} \sin \theta_{i\bar{i}}) - \right. \right. \\ \left. \left. - \sum_{i=1}^n (f_{in} R_{z_{in}} \cos \theta_{in} - f_{i\bar{i}} R_{z_{i\bar{i}}} \cos \theta_{i\bar{i}}) \right] + \sum_{i=1}^n l_i (R_{y_{in}} \cos \theta_{in} + R_{y_{i\bar{i}}} \cos \theta_{i\bar{i}}) + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^n l_i (R_{x_{in}} \sin \theta_{in} + R_{x_{i\bar{i}}} \sin \theta_{i\bar{i}}) - \sum_{i=1}^n l_i (f_{in} R_{z_{in}} \sin \theta_{in} + f_{i\bar{i}} R_{z_{i\bar{i}}} \sin \theta_{i\bar{i}}) - \sum_{i=1}^n (M_{cin} + M_{c_{i\bar{i}}}) \right\} \quad (4)$$

где m_j – масса звена автопоезда (тягача, полуприцепа), кг;

P_{wx} – сила сопротивления воздуха, Н;

$P_{крjx}, P_{крjy}$ – силы, действующие в ССУ, Н;

J_{xj}, J_{zj} – моменты инерции тягача (полуприцепа) вокруг осей x и z , кг·м²;

$M_{cin}, M_{c_{i\bar{i}}}$ – моменты сопротивления повороту колёс, Н·м.

Для каждого звена составляется отдельная система уравнений. При этом описание движения автопоезда может учитывать активное или пассивное полуприцепное звено, а также схемы с поворотными или неповоротными колёсами полуприцепа.

В общем случае при описании движения многоосного автопоезда по деформируемой опорной поверхности учитывается колеобразование, при этом удельное сопротивление грунта вдавливанию увеличивается с каждым

проходом колёсной оси [13], и колесо каждой последующей оси нарезает колею в уже уплотнённом грунте, но указанный аспект в настоящей статье не рассматривается.

Как следует из системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику тягача и полуприцепа, оба описания идентичны и отличаются только учётом сил, действующих в ССУ. Для решения системы дифференциальных уравнений необходимо предварительно определить все параметры, представленные в виде коэффициентов перед обобщёнными координатами, и другие элементы дифференциальных уравнений.

Как показывает практика математического моделирования, наибольшую сложность представляет определение поперечных реакций в контакте колес с опорной поверхностью [14] и сил, действующих в ССУ. Описание поперечных реакций в зоне контакта колёс с опорной поверхностью, как правило, проводится на основе теории бокового увода:

$$R_{yi} = -K_y \delta_i,$$

где K_y – коэффициент сопротивления боковому уводу, Н/рад;

δ_i – угол увода шин i -го колеса, рад.

Угол бокового увода шины определяют как угол между плоскостью вращения колеса и вектором скорости колеса. Многие исследователи признают, что данный подход имеет недостатки, которые обусловлены малой изученностью процесса формирования боковых реакций на колесах транспортного средства. В общем случае эта зависимость является нелинейной, аналитическое выражение её неизвестно, так как коэффициент K_y зависит от многих факторов [15]. Главными из них являются радиальная и тангенциальная силы на колесе, тип шины и давление воздуха в ней, состояние

опорной поверхности, сцепление колеса с опорной поверхностью, скорость движения транспортного средства и др.

Другой особенностью приведенной математической модели является описание сил в ССУ, возникающих при движении автопоезда. При этом автопоезд условно разрывается в узле сочленения, а взаимодействие звеньев заменяется соответствующими силами и моментами. В этом случае можно рассматривать динамику звеньев по отдельности.

Работа ССУ моделируется посредством упругодемпфирующих сил, возникающих при появлении смещений Δ_x , Δ_y и их первых производных [16]. Проекция сил в ССУ на оси подвижной системы координат X-Y определяются для тягача:

$$P_{x.ccy.m} = P_{x.ynp} + P_{x.дем} = C_{xy}\Delta_x + \mu_F \frac{d\Delta_x}{dt};$$

$$P_{y.ccy.m} = P_{y.ynp} + P_{y.дем} = C_{xy}\Delta_y + \mu_F \frac{d\Delta_y}{dt};$$

для полуприцепа:

$$P_{x.ccy.m} = -P_{x.ccy.m} \cos \gamma + P_{y.ccy.m} \sin \gamma;$$

$$P_{y.ccy.m} = -P_{y.ccy.m} \cos \gamma - P_{x.ccy.m} \sin \gamma,$$

где P_{ynp} – упругая составляющая силы в ССУ;

$P_{дем}$ – демпфирующая составляющая силы в ССУ;

C_{xy} – коэффициент жесткости ССУ в горизонтальной плоскости;

μ_F – коэффициент демпфирования сцепного устройства;

γ – угол складывания звеньев автопоезда.

Определение реальных упругодемпфирующих характеристик ССУ – сложная задача. Учитывая перечисленные выше сложности при математическом моделировании криволинейного движения, авторами был предложен альтернативный подход.

Альтернативная математическая модель

Для того, чтобы не определять боковые реакции на колесах автопоезда через углы бокового увода, предложено составлять уравнения динамического равновесия при криволинейном движении автопоезда отдельно для тягача и полуприцепа. Возмущающими силовыми факторами при этом являлись: продольные реакции на ведущих колесах автопоезда и центробежные силы тягача и полуприцепа, приложенные в центрах масс тягача и полуприцепа соответственно.

Усилия в ССУ определялись следующим образом. Все силы, действующие на тягач, суммировались и раскладывались на продольную и поперечную оси тягача. Суммарные проекции этих сил прикладывались в точке ССУ и являлись дополнительными силами, действующими на полуприцеп. С другой стороны, все силы, действующие на полуприцеп, суммировались и раскладывались на продольную и поперечную оси полуприцепа. Суммарные проекции этих сил прикладывались в точке ССУ и являлись дополнительными силами, действующими на тягач.

Реакции в ССУ, действующие на полуприцеп:

$$R_{x.ccy.m} = R_{x.m} \cos \gamma - R_{y.m} \sin \gamma ;$$

$$R_{y.ccy.m} = R_{y.m} \cos \gamma + R_{x.m} \sin \gamma ;$$

на тягач:

$$R_{x.ccy.m} = R_{x.mn} \cos \gamma + R_{y.mn} \sin \gamma ;$$

$$R_{y.ccy.m} = R_{y.mn} \cos \gamma - R_{x.mn} \sin \gamma ;$$

где $R_{x.m}$ и $R_{y.m}$ – суммарные силы, действующие на тягач в продольном и поперечном направлениях (по оси x и по оси y тягача соответственно);

$R_{x.nn}$ и $R_{y.nn}$ – суммарные силы, действующие на полуприцеп в продольном и поперечном направлениях (по оси x и по оси y полуприцепа соответственно).

Равновесное состояние тягача и полуприцепа при криволинейном движении автопоезда с учетом инерционных сил в каждый момент времени позволяет вычислить поперечные реакции на каждом колесе. При этом поперечные реакции на колесах зависят только от скорости движения автопоезда, от углов поворота колес и от взаимного расположения тягача и полуприцепа.

Вычисление поперечных реакций на каждом колесе выполняется с помощью известных приемов: приравнивания к нулю суммы проекций всех действующих сил на продольную и поперечную оси тягача (полуприцепа), а также приравнивания к нулю моментов всех действующих сил относительно центра масс тягача (полуприцепа) и относительно ССУ. Дополнительно используются уравнения геометрических связей, которые определяются положениями полюсов поворота на продольной оси тягача и полуприцепа. При необходимости проводится проверка динамического равновесия тягача (полуприцепа) относительно любой из осей.

План скоростей автопоезда в каждый момент времени имеет единый центр поворота, который определяется с учетом углов увода, которые определяются после определения поперечных реакций на каждом колесе автопоезда по зависимости, приведенной выше.

При математическом моделировании предусмотрено определение в каждый момент времени величин критериев потери устойчивости при криволинейном движении автопоезда. Критериями потери устойчивости являются занос, который характеризуется скольжением обоих колес какой-

либо оси автопоезда, и опрокидывание, при котором происходит отрыв какого-либо колеса от опорной поверхности [17]. При наступлении потери устойчивости фиксировалась скорость автопоезда – предельная скорость выполнения маневра.

Для определения факта отрыва колес от опорной поверхности рассчитывались вертикальные реакции на каждом колесе с учетом положения центра масс автопоезда на его продольной оси, а также с учетом крена, возникающего при движении автопоезда по криволинейной траектории.

Далее необходимо вычислить предельную величину поперечной реакции на каждом колесе $R_{yi\text{ пред}}$ по известной зависимости

$$R_{yi\text{ пред}}^2 = (\varphi \cdot R_{zi})^2 - R_{xi}^2,$$

которая зависит от предельной силы сцепления с опорной поверхностью $\varphi \cdot R_{zi}$ и продольной реакции на колесе R_{xi} , которая в свою очередь зависит от момента двигателя, способа распределения моментов в трансмиссии, передаточного числа трансмиссии и радиуса колеса.

При превышении величины поперечной реакции на колесе предельного значения, на колесе другого борта его поперечная реакция увеличивалась на величину этого превышения, то есть происходило перераспределение поперечных сил на колесах этой оси автопоезда. При скольжении обоих колес одной оси фиксировался факт потери автопоездом устойчивости по критерию поперечного скольжения.

Программа моделирования стандартных манёвров

Для проведения исследований моделировалось движение автопоезда при выполнении маневров «вход в круг» и «переставка» с параметрами согласно ГОСТ 31507-2012 . Радиус круговой траектории составлял 35,0 м [18]. Разгон автопоезда осуществлялся по прямолинейной траектории, а затем условное колесо, расположенное в середине первой оси автопоезда

(направляющая точка), двигалось по переходной кривой переменной кривизны (от 0 до $K_{зад}$) длиной 15 м:

$$K_{тек} = (S_{тек} - S_{нач}) \frac{K_{зад}}{S_p},$$

где $K_{тек}$ – текущая кривизна переходной кривой;

$S_{нач}$ – начальная координата пути, при которой скорость автопоезда достигла заданной величины $v_{зад}$;

$S_{тек}$ – текущая координата пути;

$S_p=15$ м – длина переходной кривой;

$K_{зад}=1/35$ – заданная кривизна.

Текущий угол поворота условного колеса, расположенного в середине первой оси автопоезда, вычисляется по формуле:

$$\alpha_{1cp} = \arcsin((L - X_p) \cdot K_{тек}),$$

где L – база тягача;

X_p – расстояние от задней оси тягача до полюса поворота.

Далее автопоезд двигался по кругу радиусом 35,0 м с постоянной скоростью.

При переставке ширина полосы движения составляла 3,5 м. Разгон автопоезда осуществлялся по прямолинейной траектории, а затем автопоезд выполнял маневр «переставка» длиной 16,0 м. Траектория движения условного колеса, расположенного в середине первой оси тягача, представляла собой косинусоиду с вышеуказанными параметрами. При выполнении маневра «переставка» вычислялись следующие показатели:

$$v_x = v_{зад} \cdot \cos \xi;$$

$$v_y = v_{зад} \cdot \sin \xi;$$

$$\Delta_z = \Delta_z + v_y dt;$$

$$\Delta_p = \frac{3,5}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{S_{mek} - S_{нач}}{S_p} \right) \right], \text{ при } (S_{mek} - S_{нач}) > S_p \Delta_p = 3,5;$$

$$\xi = \arcsin \frac{\Delta_p - \Delta_z}{L - X_p};$$

$$\beta = \frac{3,5\pi}{2S_p} \sin \left(\pi \frac{S_{mek} - S_{нач}}{S_p} \right),$$

где v_x – проекция скорости тягача на продольную ось;

v_y – проекция скорости тягача на поперечную ось;

ξ – угол наклона продольной оси тягача относительно продольной оси дороги;

Δ_p – смещение направляющей точки перпендикулярно продольной оси дороги;

Δ_z – смещение полюса поворота перпендикулярно продольной оси дороги;

$S_p = 16$ м – длина переставки;

β – угол наклона касательной, проведенной через текущую точку траектории переставки.

Остальные обозначения упомянуты ранее. Текущий угол поворота условного колеса, расположенного в середине передней оси автопоезда:

$$\alpha_{1cp} = \beta - \xi.$$

Заключение

Таким образом, уточнена математическая модель криволинейного движения автопоезда, предназначенная для исследования устойчивости автопоездов с различными конструктивными решениями при выполнении стандартных маневров «вход в круг» и «переставка». Предложен новый метод определения силовых факторов, действующих в контакте колес с опорной поверхностью и в ССУ автопоезда, которые определяются как реакции на действие сил тяги и центробежных сил при криволинейном движении автопоезда.

Список источников

1. Гладов, Г. И. Устойчивость движения многозвенных автопоездов при торможении / Г. И. Гладов, Д. О. Бугарович // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 3. – С. 10-13. – EDN FXYKXG.
2. Шумилов, Д. В. Алгоритм рационального распределения крутящего момента между тягачом и активным прицепным звеном автопоезда / Д. В. Шумилов, А. А. Бердников // Альманах Пермского военного института войск национальной гвардии. – 2024. – № 3(15). – С. 95-99. – EDN DNYRZY.
3. Гладов, Г. И. Выбор электротрансмиссии многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, Д. М. Рябов // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 1. – С. 10-13. – EDN VQXNAV.
4. Белоусов, Б. Н. Энергоэффективность рулевого привода многоосной машины / Б. Н. Белоусов, А. М. Щербин // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 11. – С. 22-25. – EDN YBFHYB.
5. Гладов, Г. И. Анализ манёвренности многозвенных автопоездов с управляемыми колёсами прицепных звеньев / Г. И. Гладов, Л. Ф. Жеглов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 8. – С. 23-25. – EDN IGHYUF.
6. The results of modeling and evaluating the dynamics of a road train with an active trailer link based on valve-inductor electric machines / A.N. Sova, G.S. Mazlumyan, O.V. Egorov, S.A. Eruslankin, S.S. Shadrin, V.A. Sova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 года. Vol. 832. – BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012015. – DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012015. – EDN AGYNUL.
7. Котов, И. И. Системы предотвращения и блокировки складывания автопоезда / И. И. Котов, А. А. Зиятдинов, С. В. Башегуров // Грузовик. – 2018. – № 1. – С. 3-7. – EDN YLVMGJ.
8. Гладов, Г. И. Алгоритм расчёта траектории движения автопоезда и анализ результатов / Г. И. Гладов, Л. А. Пресняков // Автомобильная промышленность. – 2017. – № 7. – С. 14-16. – EDN ZDFCCH.
9. Бердников, А. А. Математическая модель всеколесного рулевого управления с регулируемым углом складывания звеньев седельного автопоезда // Двойные технологии. – 2019. – № 4(89). – С. 35-38. – EDN NCXAFX.
10. Белоусов, Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с. – ISBN 5-7038-2713-2. – EDN VCQEKV.
11. Гладов, Г. И. Характеристика переходного процесса при повороте автомобиля / Г. И. Гладов // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 3. – С. 19-21. – EDN SNRWPV.
12. Бердников, А.А. Оценка подвижности активных автопоездов / А.А. Бердников. – Пермь: Пермский военный институт войск национальной гвардии Российской Федерации, 2023. – 235 с. – ISBN 978-5-600-03502-7. – EDN СТВССС.

13. Падалкин, Б. В. Повышение энергоэффективности автопоезда при движении в тяжёлых дорожных условиях за счёт выбора рациональных параметров систем привода прицепных звеньев / Б. В. Падалкин, В. А. Горелов, О. И. Чудаков // Труды НАМИ. – 2017. – № 1(268). – С. 60-66. – EDN YUJ EGL.
14. Балакина, Е. В. Боковая реакция дороги на колесо АТС и место ее приложения в пятне контакта / Е. В. Балакина, Д. С. Сарбаев // Автомобильная промышленность. – 2024. – № 9. – С. 4-8. – EDN FAKSHV.
15. Балакина, Е. В. Методика расчета угла увода автомобильного колеса с наклоненной осью вращения / Е. В. Балакина, М. С. Кочетов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2024. – № 11(776). – С. 14-22. – EDN LYLPUF.
16. Жилейкин, М. М. Разработка принципов повышения маневренности длиннобазных многоосных автопоездов с полуприцепами / М. М. Жилейкин, М. Т. Лычкин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 11(692). – С. 36-41. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-11-36-41. – EDN ZXJOUX.
17. Гладов, Г. И. Влияние отрыва колёс и пробоя подвески на плавность хода автомобиля / Г. И. Гладов, К. Б. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2019. – № 6. – С. 20-23. – EDN NQTWIG.
18. Углы наклона колёс. Оценка влияния на устойчивость автомобиля по поперечному скольжению и поперечному опрокидыванию / Е. В. Балакина, М. С. Кочетов, Д. С. Сарбаев, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 10. – С. 13-17. – EDN JWPSUH.

References

1. Gladov G.I., Butarovich D.O. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2021, no. 3, pp. 10-13.
2. Shumilov D.V., Berdnikov A.A. *Al'manah Permskogo voennogo instituta vojsk nacional'noj gvardii*, 2024, no. 3, pp. 95-99.
3. Gladov G.I., Rjabov D.M. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2016, no. 1, pp. 10-13.
4. Belousov B.N., Shherbin A.M. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2022, no. 11, pp. 22-25.
5. Gladov G.I., Zheglov L.F. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2019, no. 8, pp. 23-25.
6. Sova A.N., Mazlumyan G.S., Egorov O.V., Eruslankin S.A., Shadrin S.S., Sova V.A. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020, vol. 832, p. 012015. DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012015.
7. Kotov I.I., Zijatdinov A.A., Bashegurov S.V. *Gruzovik*, 2018, no. 1, pp. 3-7.
8. Gladov G.I., Presnjakov L.A. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2017, no. 7, pp. 14-16.
9. Berdnikov A.A. *Dvojnye tehnologii*, 2019, no. 4, pp. 35-38.
10. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopod'emnosti [Wheeled vehicles with particularly high load capacity]*. Moscow, MGTU im. N. Ye. Baumana, 2006, 728 p.
11. Gladov G.I. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2019, no. 3, pp. 19-21.

12. Berdnikov A.A. *Ocenka podvizhnosti aktivnyh avtopoezdov* [Evaluation of the mobility of active road trains]. Perm', Permskij voennyj institut vojsk nacional'noj gvardii Rossijskoj Federacii, 2023, 235 p.
13. Padalkin B.V., Gorelov V.A., Chudakov O.I. *Trudy NAMI*, 2017, no. 1, pp. 60-66.
14. Balakina E.V., Sarbaev D.S. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2024, no. 9, pp. 4-8.
15. Balakina E.V., Kochetov M.S. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2024, no. 11, pp. 14-22.
16. Zhilejkin M.M., Lychkin M.T. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2017, no. 11, pp. 36-41.
17. Gladov G.I., Evseev K.B. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2019, no. 6, pp. 20-23.
18. Balakina E.V., Kochetov M.S., Sarbaev D.S., Sergienko I.V. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2021, no. 10, pp. 13-17.

Рецензент: Н.И. Баурова, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Стариков Александр Фёдорович, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., гл. специалист информационно-аналитического отдела, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Христофоров Николай Васильевич, канд. техн. наук, гл. специалист информационно-аналитического отдела, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Малиновский Михаил Павлович, канд. техн. наук, доц., МАДИ; гл. специалист отдела моделирования и общей интеграции спец. транспортных средств, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Мушкарин Евгений Юрьевич, начальник кафедры №2 военного учебного центра, МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Information about the authors

Starikov Alexander F., Candidate of Science (Technical), senior research fellow, chief specialist, FSUE "NAMI".

Khristoforov Nikolay V., Candidate of Science (Technical), associate professor, chief specialist, FSUE "NAMI".

Malinovsky Mikhail P., Candidate of Science (Technical), associate professor, MADI; chief specialist, FSUE "NAMI".

Mushkarin Evgeny Yu., head of Department No. 2 of the Military training center, BMSTU.

Статья поступила в редакцию 17.09.2025; одобрена после рецензирования 25.09.2025; принята к публикации 26.09.2025.

The article was submitted 17.09.2025; approved after reviewing 25.09.2025; accepted for publication 26.09.2025.