

УДК 629.33

М.М. Жилейкин, В.А. Горелов, Г.И. Скотников**МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ АТПОПЕЗДОВ
ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ В ПОВОРОТЕ В СЛУЧАЕ ОТКАЗА
ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ**

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлены принципы повышения устойчивости в случае экстренного торможения седельного автопоезда в повороте при неисправной тормозной системе полуприцепа. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации, позволяющий повысить устойчивость при торможении автопоезда, движущегося по криволинейной траектории и снизить вероятность возникновения ДТП. Эффективность алгоритма подтверждена результатами имитационного математического моделирования.

Ключевые слова: автопоезд, торможение, устойчивость, управляемость, система динамической стабилизации, угол увода, имитационное моделирование.

Введение

Автопоезда – транспортные средства, состоящие из автомобиля-тягача и прицепа или полуприцепа – занимают одно из основных мест в системе перевозок грузов наземным транспортом. Это объясняется необходимостью транспортирования как грузов большого объема, так и тяжелых неделимых грузов. При этом автопоезда отвечают современным требованиям, предъявляемым к дорожным транспортным средствам: высокие эксплуатационные скорости, низкое удельное давление на опорное основание, достаточная маневренность [1]. Их важнейшими свойствами, определяющими безопасность эксплуатации данных транспортных средств, являются устойчивость и управляемость. Актуальность вопросов повышения безопасности движения автопоездов подтверждается тяжестью последствий дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с их участием. Обеспечению управляемости и устойчивости автопоездов посвящено большое число работ [2-10]. Большинство исследований посвящено разработке алгоритмов повышения устойчивости движения автомобилей созданием стабилизирующих моментов, возникающих в результате подтормаживания отдельных колес [11-14], либо в результате корректировки угла поворота управляемых колес [15-19]. При рассмотрении вопросов стабилизации автопоезда, как правило, ограничиваются рассмотрением систем, предотвращающих опрокидывание при криволинейном движении [19], а также алгоритмов работы антиблокировочных систем.

Целью данной статьи является разработка принципов повышения устойчивости при торможении для движущегося криволинейно седельного автопоезда в случае неисправности тормозной системы полуприцепа.

Обоснование принципов стабилизации автопоезда

В случае экстренного торможения автопоезда, движущегося по криволинейной траектории, при неисправной тормозной системе полуприцепа наиболее вероятным случаем потери устойчивости будет отклонение тягача от заданного направления движения. Снизить вероятность возникновения аварийной ситуации в этом случае возможно за счет комплекса мероприятий, описанных в работе [20]. Для составления уравнений состояния движущегося автопоезда рассмотрим упрощенную математическую модель плоского движения автопоезда. При разработке математической модели были приняты допущения, аналогичные использованным в [20].

Расчетная схема сил, действующих на автопоезд при криволинейном движении, приведена на рис. 1.

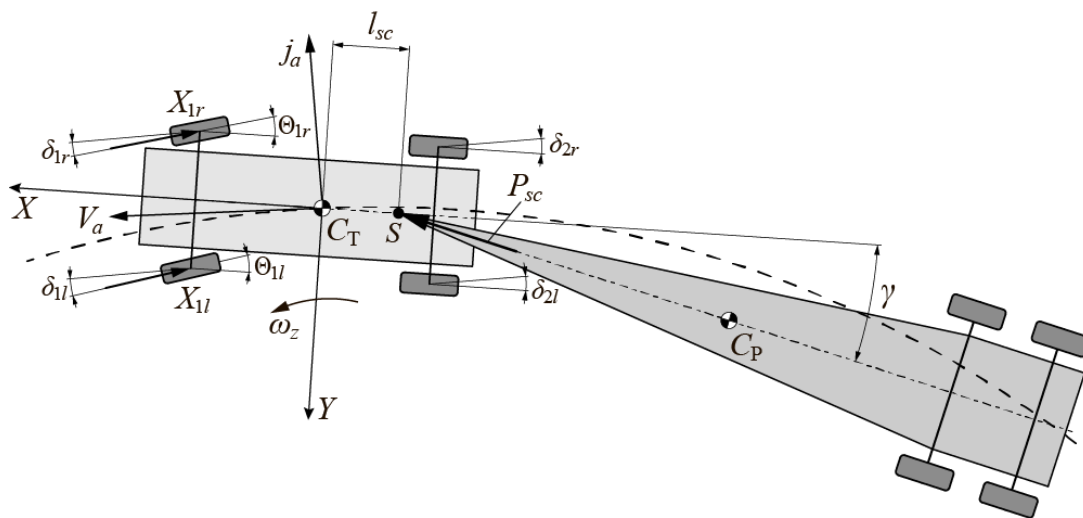


Рис. 1. Расчетная схема автопоезда:

X, Y – оси координат, связанные с центром масс тягача;

C_T, C_P – центры масс тягача и полуприцепа соответственно;

S – точка сцепки тягача и полуприцепа; l_{sc} – расстояние от центра масс тягача до точки сцепки;

j_a – ускорение центра масс тягача; V_a – скорость поступательного движения центра масс тягача;

ω_z – угловая скорость вращения тягача вокруг вертикальной оси, проходящей через его центр масс; P_{sc} – сила, действующая в точке сцепки со стороны полуприцепа на тягач при торможении; X_{1l}, X_{1r} – продольные составляющие сил, действующих на колеса первой оси тягача со стороны дороги; Θ_{1l}, Θ_{1r} – углы поворота управляемых колес тягача; δ_{1l}, δ_{1r} – углы увода колес первой оси тягача; δ_{2l}, δ_{2r} – углы увода колес второй оси тягача; γ – угол складывания автопоезда

Рассмотрим движение двухосного тягача в режиме торможения, заменив воздействие полуприцепа силой P_{sc} , приложенной к точке сцепки на тягаче, действующей вдоль продольной оси полуприцепа. Для двухосного автомобиля с задними ведущими и передними управляемыми колесами в работе [21] получены следующие зависимости (1):

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 &= \frac{V_a}{L} (\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_2 + \\ &+ \frac{j_a}{V_a} (\Theta_{1sr} - \delta_1) + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{L}{2J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1sr}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) X_1; \\ \dot{\delta}_2 &= \frac{V_a}{L} (\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1) - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_1 - \frac{K_y}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z} \right) \delta_2 - \\ &- \frac{j_a}{V_a} \delta_2 + \frac{g}{G_a V_a} P_y + \frac{L}{2J_z V_a} M_z - \frac{\Theta_{1sr}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z} \right) X_1; \\ M_z &= P_{sc} \sin(\gamma) l_{sc}; \\ V_a &= \frac{L \omega_z}{\Theta_{1sr} + \delta_2 - \delta_1}; \\ P_y &= P_{sc} \sin(\gamma); \end{aligned}$$

$$\dot{\delta}_A = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right) \delta_A - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right) \Theta_{1sr}, \quad (1)$$

где $\delta_A = \delta_2 - \delta_1$ – разность углов увода колес передней и задней осей тягача; $X_1 = X_{1l} - X_{1r}$ – полная сила на передней оси тягача; K_y – суммарный (для оси автомобиля) коэффициент со-

противления уводу шин; $\Theta_{1sr} = (\Theta_{1l} + \Theta_{1r})/2$ – средний угол поворота управляемых колес тягача; $\delta_i = (\delta_{il} + \delta_{ir})/2$, $i = 1, 2$ – средний угол увода i -й оси тягача; G_a – вес тягача; L – расстояние между 1-й и 2-й осями тягача; J_z – момент инерции тягача относительно вертикальной оси.

Как известно, разность углов увода δ_A колес передней и задней осей автомобиля характеризует его поворачиваемость: $\delta_A = 0$ – нейтральная; $\delta_A > 0$ – избыточная; $\delta_A < 0$ – недостаточная. В случае потери устойчивости автопоездом (складывании) при торможении тягач приобретает избыточную поворачиваемость. Для стабилизации тягача необходимо поддерживать нейтральную поворачиваемость. Для возмущенного движения уравнение (1) принимает вид:

$$\Delta \dot{\delta}_A = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right) \Delta \delta_A - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right) \Delta \Theta_{1sr}, \quad (2)$$

где символ Δ обозначает приращение величины за время Δt .

Уравнение (2) имеет вид (3):

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + R(t)U(t), \quad (3)$$

где $X(t) = \Delta \delta_A$ – фазовая переменная; $U(t) = \Delta \Theta_{1sr}$ – управляющее воздействие;

$$A(t) = - \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right); \quad R(t) = - \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 + \frac{j_a}{V_a} \right).$$

Управление $U(t)$ по понятным физическим причинам является ограниченным, т.е. принадлежащим замкнутому множеству (4):

$$|U(t)| \leq U_{\max}. \quad (4)$$

Задача синтеза системы стабилизации автопоезда была решена с помощью применения теории Ляпунова об устойчивости движения. Данное учение позволяет судить о свойствах возмущенных движений, указывает путь к рациональному конструированию регуляторов. Применяемый подход к отысканию управления для стабилизации объектов (3) на которых действует $U(t)$.

Пусть $V(X)$ – скалярная функция, являющаяся мерой отклонения движущегося объекта (3) от установившегося состояния. Тривиальное решением $X = 0$ – установившееся состояние системы. Для данного случая в качестве функции Ляпунова $V(X)$ введем положительно определенную евклидову норму вектора $\|X\|$ или квадрат ее значения (5):

$$V(X) = \Delta \delta_A^2. \quad (5)$$

Система управления в данном случае должна обеспечить уменьшение расстояния между установившимся значением $X = 0$ и объектом (3).

Задача исследования устойчивости системы, описываемой уравнением (3) согласно прямому методу Ляпунова сводится к изучению свойств функции $V(X)$ и ее первой производной, определяемой следующим образом (6):

$$\frac{dV(X)}{dt} = \frac{\partial V}{\partial X} AX = -2\Delta \delta_A^2 \left(\frac{K_y}{V_a} \frac{L^2}{2J_z} + \frac{j_a}{V_a} + P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} \right). \quad (6)$$

Вектор оптимального управления $U(t)$ находится путем применения метода В.И. Зубова [22] (7):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign} \left(\frac{\partial V}{\partial X} R(t) \right). \quad (7)$$

Определим порядок величин и знаки (исходя из принятых на рис. 1 положительных направлений векторов) слагаемых в скобке уравнения (6) – табл. 1.

Таблица 1

Порядок величин и знаки слагаемых в скобке уравнения (5)

№	Слагаемое	Знак	Порядок величины
1	$\frac{K_y L^2}{V_a 2J_z}$	> 0	$\approx 10^3 \dots 10^4$
2	$\frac{j_a}{V_a}$	< 0	$\approx 10^1$
3	$P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z}$	< 0	$\approx 10^2$

Следовательно, выражение в скобках уравнения (5) всегда больше нуля. Тогда $\frac{dV(X)}{dt} < 0$, и функция $V(X)$ является функцией Ляпунова. Тогда уравнение для определения вектора оптимального управления (6) принимает следующий вид (8):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign}(-2D\Delta\delta_A), \quad (8)$$

$$D = \left(P_y \sin(\gamma) l_{sc} \frac{1}{J_z \omega_z} - \frac{L^2}{2V_a J_z} + \frac{j_a}{V_a} \right).$$

Так как $\frac{L^2}{2V_a J_z} X_1 > 0$, то $D < 0$, и выражение (7) можно записать (9):

$$U(t) = -U_{\max} \operatorname{sign}(\Delta\delta_A), \quad (9)$$

Введем ограничение на управляющее воздействие $U_{\max} = |\Delta\gamma(t) = \gamma(t) - \gamma_0|$, где $\gamma(t)$ – текущее значение угла складывания, γ_0 – значение угла складывания в момент нажатия водителем педали тормоза.

Поскольку разность углов увода осей $\Delta\delta_A$ замерить на практике невозможно, необходимо провести замену этой переменной на другую, имеющую тот же знак при складывании автопоезда. В качестве такой переменной можно использовать угол складывания $\gamma(t)$. Тогда окончательно оптимальное управление (8) будет иметь вид (10):

$$U(t) = \Delta\Theta_{1sr}(t) = -|\Delta\gamma(t)| \operatorname{sign}[\gamma(t)]. \quad (10)$$

Исследование эффективности предложенного алгоритма работы системы стабилизации автопоезда при торможении с помощью подруливания методами имитационного моделирования

Для проверки эффективности алгоритма работы системы стабилизации автопоезда при торможении с помощью подруливания в качестве критерия эффективности выступает отсутствие выезда автопоезда за пределы своей полосы движения.

Описание параметров исследуемого автопоезда и условий проведения виртуальных экспериментов

Исследуется математическая модель автопоезда полной массой 36 000 кг, состоящего из автомобиля-тягача и полуприцепа. Тягач с колесной формулой 4x2 укомплектован двускатными шинами. В качестве одного из факторов потери устойчивости автопоезда было введено смещение вертикальной оси опорно-сцепного устройства вправо относительно продольной оси тягача на 0,03 м. Тормозные механизмы колес звеньев автопоезда оснащены антиблокировочной системой.

Для оценки эффективности и работоспособности алгоритма повышения устойчивости автопоезда при торможении на криволинейной траектории была выполнена серия вычислительных экспериментов. В ходе вычислительных экспериментов были заданы следующие управляющие воздействия: в начальный момент автопоезд движется прямолинейно, после поворота управляемых колес начинается поворот, в ходе которого увеличивается скорость движения, а затем осуществляется экстренное торможение. В процессе торможения величина тормозного усилия на колесах левого борта полуприцепа была задана равной 70 % от максимального, а колесах правого борта – 10 % от максимального.

Коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью принят равным 0,7. Опорная поверхность представляет собой ровную недеформируемую поверхность.

Результаты имитационного моделирования движение автопоезда, не оснащенного системой стабилизации

На рис. 2 для автопоезда, не оснащенного системой стабилизации, показано положение звеньев автопоезда после окончания торможения, на рис. 3 – зависимость угла складывания γ от времени.

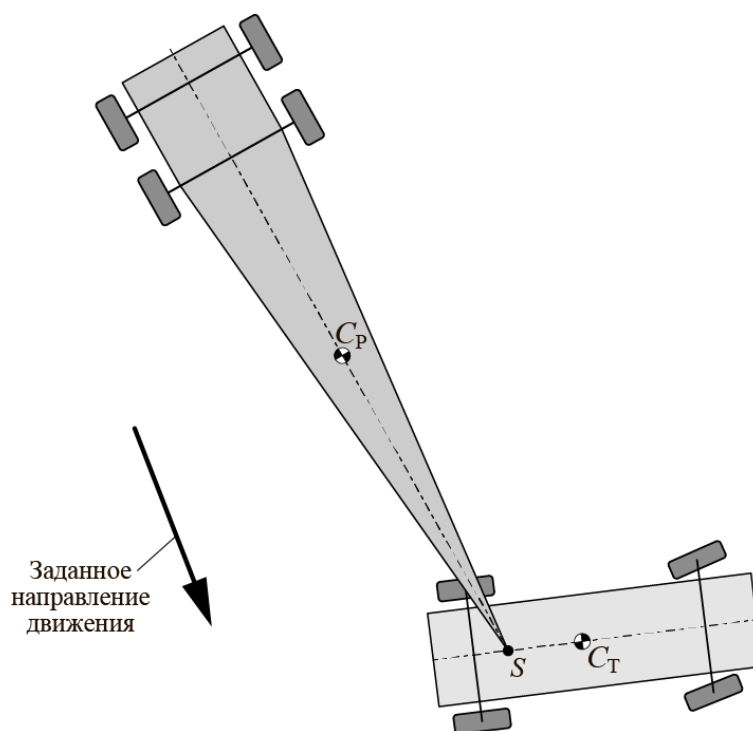


Рис. 2. Положение звеньев автопоезда, не оснащенного системой стабилизации, после остановки

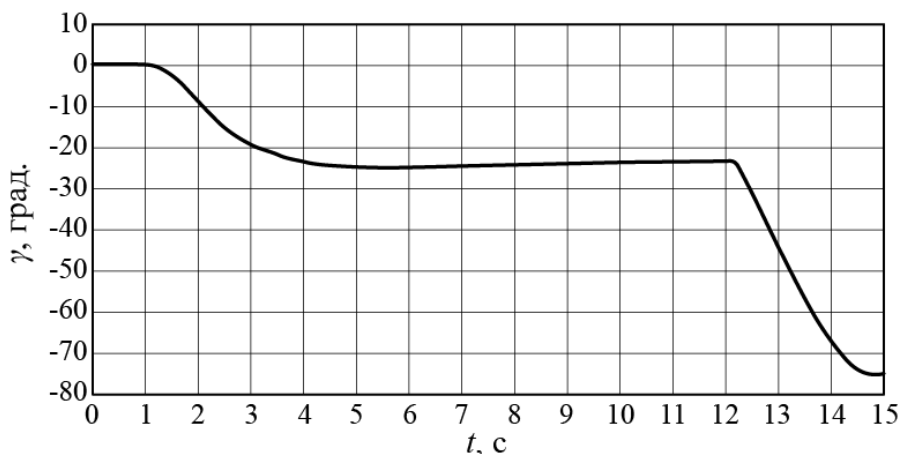


Рис. 3. Временная реализация угла складывания для автопоезда, не оснащенного системой стабилизации

На основе анализа результатов имитационного математического моделирования движения автопоезда, не оснащенного системой динамической стабилизации, можно сделать вывод, что в случае отказа тормозной системы полуприцепа при экстренном торможении происходит потеря траекторной устойчивости тягача, отклонение от заданной траектории движения достигает 75° , звенья автопоезда выходят за пределы установленной полосы движения.

Результаты имитационного моделирования движения автопоезда, оснащенного системой стабилизации

На рис. 4 показано положение звеньев автопоезда после остановки, на рис. 5 – временная реализация угла складывания.

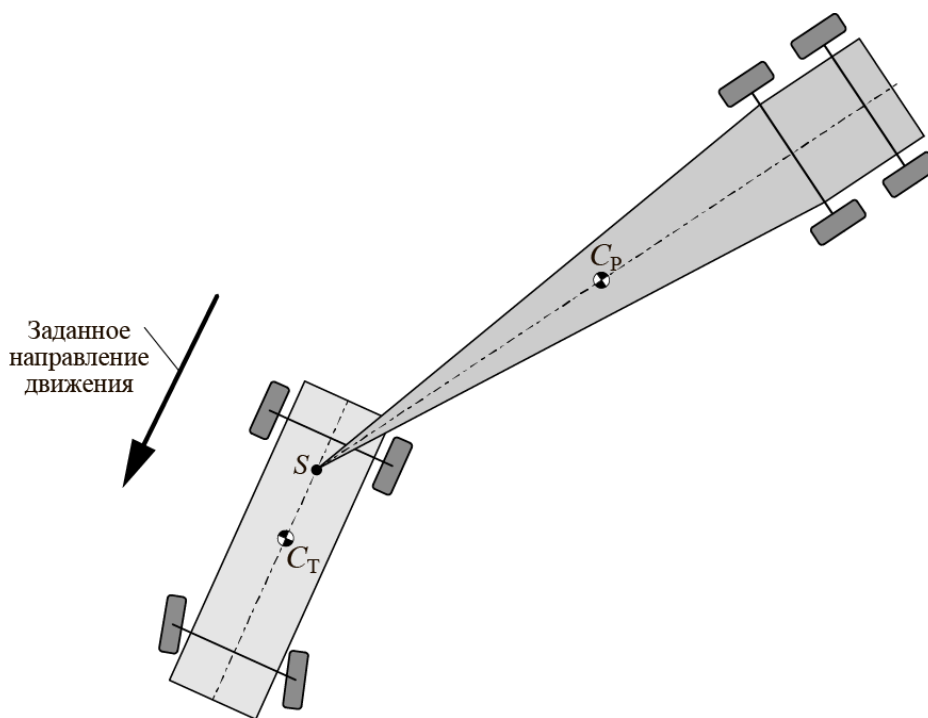


Рис. 4. Положение звеньев автопоезда с системой стабилизации после остановки

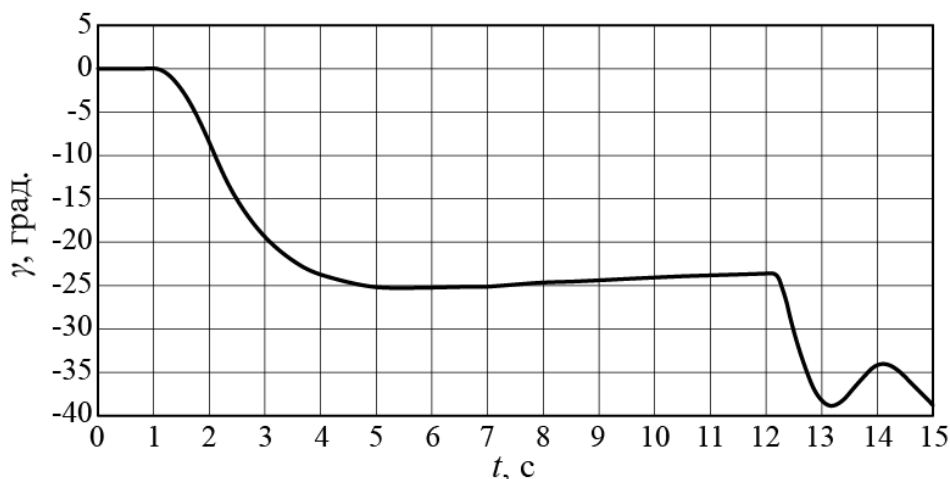


Рис. 5. Временная реализация угла складывания для автопоезда, оснащенного системой стабилизации

На основе анализа результатов имитационного математического моделирования движения автопоезда, оснащенного системой стабилизации, можно сделать вывод, что предложенный алгоритм работы системы динамической стабилизации позволяет тягачу сохранить траекторную устойчивость (положение продольной оси симметрии тягача совпадает с заданным направлением движения). В процессе моделирования не зафиксировано случаев выхода звеньев автопоезда за пределы установленной полосы движения.

Выводы

1. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации, позволяющий повысить устойчивость при торможении автопоезда, движущегося по криволинейной траектории и снизить вероятность возникновения ДТП.
2. Эффективность алгоритма подтверждена результатами имитационного математического моделирования, угол складывания автопоезда при торможении на криволинейной траектории с неработающей тормозной системой полуприцепа уменьшился на 49 % по сравнению с вариантом без системы стабилизации.

Библиографический список

1. **Высоцкий, М.С.** Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М.С. Высоцкий, С.И. Кочетов, С.В. Харитончик. – Минск: Изд-во «Беларуская навука», 2011. – 392 с.
2. **ASHLEY Liston.** Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces[D]. Columbus, USA: the Ohio State University, 2003.
3. **Radlinski, Richard W.** The anatomy of a tractor trailer jackknife / **Richard W. Radlinski**, President Radlinski & Associates, Inc, <http://www.raibrakes.com>
4. **Zong, Changfu** Multi-objective Stability Control Algorithm of Heavy Tractor Semi-trailer / Changfu Zong, Tianjun Zhu, Chang Wang, Haizhen Liu // Based on Differential Braking CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING Vol. 25, No. 1, 2012 DOI: 10.3901/CJME.2012.01.088
5. **Elhemly, Mohamed Abd Elazeem** Tractor-semitrailer jackknifing elimination using semitrailer differential braking technique / Mohamed Abd Elazeem Elhemly, Mohamed Abd Elghany Fayed, Ali Abd Elghany Elmaihy // Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 20, No. 1, 2013.
6. **Azad, N.L.** A survey of stability enhancement strategies for articulated steer vehicles / N.L. Azad, A. Khajepour, J. McPhee // International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 16, Nos. 1–2, 2009. – P.26-48.
7. **Elhemly, M.A.E.** ‘Simulation of tractor semitrailer manoeuvre at high speed using MATLAB/SIMULINK’ / M.A.E. Elhemly, M.A.G. Fayed // Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 18, No. 4, 2011. – P. 341-358.

8. **Kaneko, T.** A study on the braking stability of articulated heavy vehicles / T. Kaneko, I. Kageyama // JSAE Review, Vol. 24, 2003. – P.157-164.
9. **Palkovics, L.** ‘Design of an active unilateral brake control system for five axle tractor – semitrailer based on sensitivity analysis’ / L. Palkovics, M. El-Gindy // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 1994, Vol. 24, No. 10, pp.725-758.
10. **Bouteldja, M.** Jackknifing warning for articulated vehicles based on a detection and prediction system / M. Bouteldja, V. Cerezo // Indianapolis: Submitted to the 3rd International Conference on Road Safety and Simulation, September 14-16, 2011 <http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/conferences/2011/RSS/3/Bouteldja,M.pdf>
11. **Karogal, I.** Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control / I. Karogal, B. Ayalew // World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI.
12. **Osborn, R.P.** Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution / R.P. Osborn, T. Shim // SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
13. **Belousov, B.N.** Synthesis of dynamic control system for active mountings of multiaxis ATM / B.N. Belousov, I.V. Merkulov, I.V. Fedotov // Avtomobil'naya Promyshlennost, (4), 2004. – P. 15-17.
14. **Belousov, B.N.** Control algorithm of ATM motor-wheels / B.N. Belousov, A.A. Kupreyanov, K.G. Leksin, S.D. Popov, S.A. Shelomkov // Avtomobil'naya Promyshlennost, (4), 2003. – P. 15-18.
15. **Mammar, S.** Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering / S. Mammar, V.B. Baghdassarian // Proc. Amer. Contr. Conf., 2000, V. – P.105-109.
16. **Rodrigues, A.O.** Evaluation of an active steering system. Master's degree project / A.O. Rodrigues. // Sweden 2004. (http://www.s3.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf).
17. **Mokhiamar, O.** Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety / O. Mokhiamar, M. Abe // J Automobile Eng. 2002, V.216(2). – P.115-124.
18. **Belousov, B.** 8×8 platform for stuning terrain mobility and traction performance of unmanned articulated ground vehicles with steered wheels / B. Belousov, T.I. Ksenevich, V. Vantsevich, D. Komissarov // SAE Technical Papers, 9, 2013.
19. **Sampson, D.J.** Active Roll Control of Articulated Heave Vehicles. Dissertation submitted to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy / D.J. Sampson. – United Kingdom, Cambridge University Engineering Department. – September 2000.
20. **Анкинович, Г.Г.** Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов при экстренном торможении в повороте и аварийном отказе тормозной системы прицепных звеньев / Г.Г. Анкинович, А.Н. Вержбицкий, М.М. Жилейкин, Г.И. Скотников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – №4. – С. 37-43.
21. **Литвинов, А.С.** Устойчивость и управляемость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
22. **Оптимальное управление электротехническими объектами / В.И. Ловчаков, Б.В. Сухинин, В.В. Сурков – Тула, Изд-во ТулГУ, 2005. – 149 с.**
23. **Жилейкин, М.М.** Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики / М.М. Жилейкин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 238 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.09.2019*

M.M. Zhileykin, V.A. Gorelov, G.I. Skotnikov

**THE METHOD OF INCREASING THE STABILITY OF TRAILER-TRUCKS
IN CASE OF EMERGENCY BRAKING IN A TURN AT EMERGENCY FAILURE
OF THE TRAILER BRAKE SYSTEM**

Bauman Moscow State Technical University

Purpose: The goal of this research is to develop principles for improving the stability of semi-trailer truck movement during emergency braking in a turn at a failure of the trailer braking system.

Methodology: A method for increasing the semi-trailer truck stability during emergency braking in a turn at a failure of the trailer braking system has been developed. The method provides retention of the semi-trailer truck trajectory stability in order to avoid accidents with severe consequences. The effectiveness of the proposed method has been proved by simulation.

Value: Trailer-trucks occupy a significant place in the system of road transportation of goods. They are widely used in international road transportation, when delivering goods to railways, river and sea berths, and are also used to service industrial and commercial, agriculture enterprises and in other sectors of economy. One of the main directions for improvement of trailer-trucks is the enhancement of the safety for the driver and cargo as well as for other road users.

Research implications: The most important properties of trailer-trucks that determine the safety of these vehicles are their stability and controllability. The relevance of safety issues of the trailer-trucks is confirmed by the severity of the consequences of road accidents with their involvement.

Key words: trailer-truck, braking, stability, controllability, dynamic stabilization, slip angle, simulation.