

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

Электрон. журн. 2025. № 3. С. 33 – 43

DOI:

Представлена в редакцию: 25.09.2025

Принята к публикации: 01.10.2025

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.331

Система динамической стабилизации двухосной колесной машины

Бякова А.А., *

Бяков К.Е.

* bratchina@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

Работа посвящена совершенствованию системы динамической стабилизации двухосной колесной машины. В качестве объекта исследования выступает двухосный автомобиль с системой динамической стабилизации. Целью работы является повышение управляемости и устойчивости машины за счет применения разработанного алгоритма системы динамической стабилизации. Разработана модель движения автомобиля, пригодная для исследования системы динамической стабилизации. Подобраны коэффициенты ПИД-регулятора. Проведена оценка эффективности работы алгоритма работы системы динамической стабилизации, обеспечивающего повышение устойчивости и управляемости двухосной колесной машины.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, динамическая стабилизация, sine with dwell, переходный процесс, алгоритм управления.

Введение

Современный автомобиль представляет собой комплекс механических и электронных компонентов, которые призваны помочь водителю в решении разного рода задач, возникающих в процессе движения. Система динамической стабилизации (СДС) является одним из таких компонентов.

Основным назначением систем активной безопасности транспортного средства (ТС) является сохранение устойчивого и управляемого движения машины в экстренных ситуациях. СДС призвана помогать водителю в сложных дорожных ситуациях, ее назначение — уменьшать риск возникновения дорожно-транспортных происшествий или угроз здоровью и жизни людей из-за потери устойчивости движения. Особую актуальность эти системы приобретают в условиях постоянного роста средних скоростей движения, что сокращает время на принятие решений и увеличивает риски.

В настоящее время для стабилизации движения колесной машины (КМ) применяются следующие основные подходы.

1. Изменение крутящего момента, подводимого к ведущим колесам. Благодаря распределению тягового усилия на все колеса автомобиля удастся создать стабилизирующий момент, препятствующий потере устойчивости ТС [1, 2, 3].

Недостатком подобного подхода является сложность узлов трансмиссии, обеспечивающих такую возможность. В случае моноприводных машин или машин с классической полностью дифференциальной трансмиссией создание стабилизирующего момента возможно путем подтормаживания колес автомобиля [2].

2. Введение автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [4, 5]. В этом случае система активного рулевого управления формирует итоговый угол поворота рулевого колеса как сумму управляющего воздействия водителя и корректирующего компонента системы.

Однако вмешательство данного подхода в управление транспортным средством на дорогах общего пользования является небезопасным. Система может неправильно реагировать на дорожные условия и стать причиной аварийных ситуаций.

В рамках данного исследования применяется подход, основанный на подтормаживании колес автомобиля. Данное направление представляется особенно актуальным, поскольку оно обеспечивает эффективную стабилизацию движения без непосредственного вмешательства в систему рулевого управления, что повышает безопасность движения КМ.

Способы оценки управляемости и эффективности работы системы динамической стабилизации

В Российской Федерации требования к управляемости и устойчивости ТС регламентируются национальным нормативным документам ГОСТ 31507-2012 [6]. За рубежом аналогичные требования устанавливаются международными стандартами (ISO 19365:2016 [7]) и директивами ЕЭК ООН. Анализ указанных нормативных документов позволяет сформировать комплекс испытаний, направленных на оценку характеристик управляемости автомобиля при моделировании.

1. В ходе маневра «рывок руля» оценивается переходный процесс входа колесной машины (КМ) в поворот после быстрого поворота рулевого колеса ($\omega_{рул} \geq 7$ рад/с, где $\omega_{рул}$ – угловая скорость рулевого колеса) при различных установившихся значениях угла поворота рулевого колеса $\alpha_{рул} = const$ и скорости движения КМ $V_{мх} = const$, соответствующих боковому ускорению $a_{му} = 4$ м/с². Первый испытательный заезд выполняют при угле поворота рулевого колеса, соответствующего боковому ускорению $a_{му} = 1 \dots 1,5$ м/с². Угол поворота $\alpha_{рул}$ в каждом последующем заезде увеличивают ступенчато до достижения бокового ускорения $a_{му} \geq 4,5$ м/с² для ТС категории М₁. Предельное боковое ускорение $a_{му}$ должно быть ограничено по условию сцепления колес ($a_{му} = \varphi g$, где φ – коэффициент сцепления) и предотвращение их отрыва от опорной поверхности. Скорость КМ должна составлять 80 ± 3 км/ч для категории М₁.

Зависимость изменения относительной угловой скорости $\omega_{мз}/\omega_{мз\ уст} = f(t)$ характеризует управляемость КМ [8].

2. Согласно UN/ECE Regulation No.13-H в испытании «Sine with dwell» («Синус с задержкой») проводятся серии заездов с использованием схемы рулевого управления в виде синусоидальной волны частотой 0,7 Гц с задержкой 500 мс, начинающейся со второй максимальной амплитуды (рис. 1) [9]. Движение КМ осуществляется на скорости 80 ± 2 км/ч. Поворот рулевого колеса происходит с угловой скоростью 13,5 °/с до достижения максимального значения бокового ускорения $a_{му} = 0,5g$. Амплитуда поворота при последнем проходе не должна превышать 300 градусов.

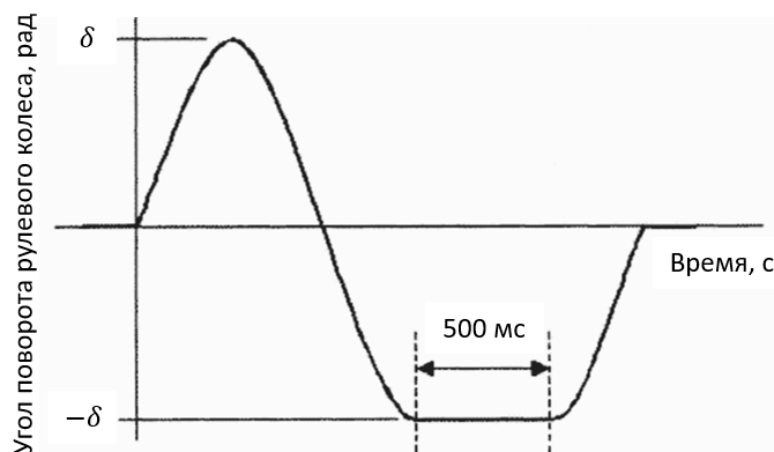


Рис.1. Характеристика угла поворота рулевого колеса испытания «Sine with dwell»

Успех или неудача каждого теста зависят от состояния автомобиля в конкретный момент времени относительно начала рулевого управления.

Преимущество испытания «Sine with dwell» заключается в том, что заезды могут проводиться без участия водителя, что исключает человеческий фактор для получения результатов заездов.

Математическая модель работы системы динамической стабилизации

Для реализации стабилизирующего момента путём подтормаживания отдельного колеса КМ необходимо определить, какое именно колесо требуется затормозить. Для этого необходимо оценить поворачиваемость машины, что возможно при помощи сравнения двух параметров: фактической угловой скорости ω_z , измеряемой с помощью датчика угловых скоростей, и теоретической угловой скорости ω_T КМ, определяемой по формуле (1):

$$\omega_T = \frac{V_T}{R_T}, \quad (1)$$

где V_T – теоретическая линейная скорость КМ;
 R_T – радиус поворота КМ.

Теоретическая линейная скорость КМ вычисляется по формуле (2):

$$V_T = \frac{\sum \omega_k \cdot r_{кcv}}{n}, \quad (2)$$

где ω_k – угловая скорость колеса;
 $r_{кcv}$ – радиус качения колеса без скольжения (в свободном режиме);
 n – количество колес КМ.

Радиус поворота КМ вычисляется по формуле (3):

$$R_T = \frac{L}{tg(\alpha)}, \quad (3)$$

где L – база КМ;
 α – угол поворота условного колеса, расположенного в центре передней оси машины (определяется через угол поворота рулевого колеса с помощью передаточного отношения рулевого механизма).

Если $\omega_z > \omega_T$, то наблюдается избыточная поворачиваемость КМ и создать стабилизирующий момент возможно путем подтормаживания переднего внешнего колеса.

Если $\omega_T > \omega_z$ – недостаточная поворачиваемость и момент сопротивления повороту реализуется при помощи задней оси, торможением заднего внутреннего колеса.

Определить направление поворота КМ возможно по знаку ω_z : если $\omega_z > 0$, то машина поворачивает налево, если $\omega_z < 0$ – наоборот.

Таким образом, в случае отклонения КМ от нейтральной поворачиваемости система определяет направление поворота КМ, а далее сравнивает угловые скорости ω_z и ω_T , после чего определяет колесо, которое необходимо затормозить.

Определение «зоны нечувствительности» ПИД-регулятора

При слабо выраженной избыточной или недостаточной поворачиваемости вмешательство СДС в управление КМ не требуется. В связи с этим вводится «зона нечувствительности» регулятора, определяющая порог его срабатывания при отклонениях от нейтральной поворачиваемости на критическую величину ω_z в условиях нештатных маневров.

Для этого проведем виртуальный заезд КМ с характеристиками, указанными в табл. 1 при постоянном угле поворота рулевого колеса равном 5 градусам. Виртуальные испытания проводились с использованием математической модели динамики КМ, реализованной в программной среде Matlab Simulink и основанной на уравнениях движения, представленных в работе [10].

Таблица 1. Технические характеристики объекта исследования

Параметр	Значение
Масса корпуса машины, кг	1770
База, м	2,424
Колея, м	1,525
Вертикальная координата центра масс, м	0,746
Высота центра парусности, м	0,746
Момент инерции корпуса отн. вертикальной оси, кг · м ²	1209
Свободный радиус колеса, м	0,27
Момент инерции колеса, кг · м ²	1,822
Радиус ведущего колеса, м	0,27
Максимальный момент силовой установки, приведенный к колесу, Н · м	3749,3
Максимальная мощность двигателя, кВт	110
Максимальные обороты двигателя, об/мин	10000

Зависимость поддерживаемой скорости движения по трассе выбрана исходя из ограничения 0,3 от заносной скорости $v_{\text{мх}}^{\text{занос}}$ при движении в повороте радиусом $R_{\text{п}}$ (формула (4)):

$$v_{\text{мх}}^{\text{занос}} = \sqrt{R_{\text{п}} g \varphi}. \quad (4)$$

Значение поддерживаемой скорости движения ($0,3 \cdot v_{\text{мх}}^{\text{занос}}$) выбрано из расчета, что данная скорость является граничной для осуществления «комфортного» движения (когда водитель самостоятельно управляет машиной, и вмешательство СДС не требуется). Регулятор включается в работу тогда, когда отклонение ω_z от ω_T выходит за рамки допустимого.

В процессе заезда отслеживается величина отклонения ω_z от ω_T (рис. 2). По графику видно, что в определенный момент времени разница угловых скоростей принимает

постоянное значение равное 0,0026. Пока отклонение ω_z от ω_T , не превышает указанную величину, водитель сам контролирует управление машиной, и вмешательство СДС не требуется. При превышении этого значения регулятор СДС должен включиться в работу.

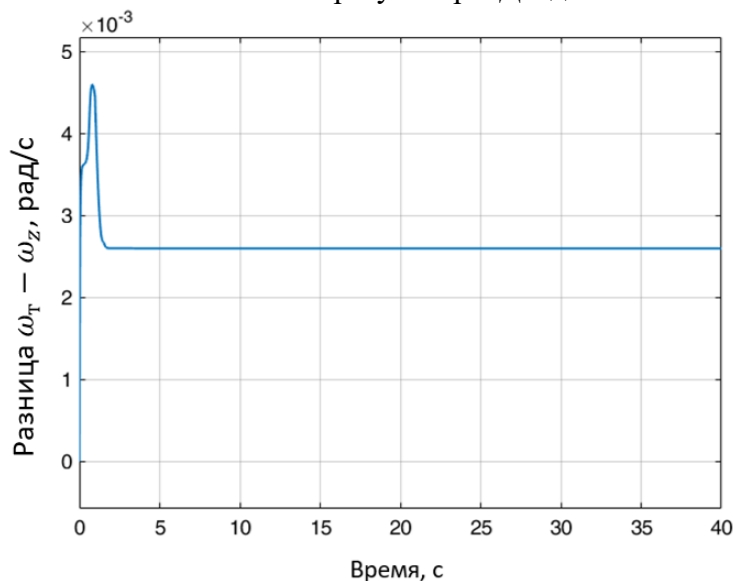


Рис.2. Характеристика разницы угловых скоростей ω_T и ω_z

Для обеспечения высокого быстродействия работы СДС необходимо правильно подобрать коэффициенты ПИД-регулятора (пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор). Подбор данных коэффициентов возможен при испытании «рывок руля» согласно ГОСТ Р 52302—2004 [6].

Первые 3 секунды КМ разгоняется до значения 0,6 от заносной скорости при радиусе поворота $R_{\Pi} = 33$ м. Скорость при этом подбирается из условия обеспечения поперечного ускорения $a_{\mu y} = 4,5$ м/с² в соответствии с ГОСТ Р 52302—2004 [6]. После разгона КМ происходит быстрый поворот рулевого колеса со скоростью $\omega_{рул} = 7$ рад/с.

Настройка коэффициентов осуществляется таким образом, чтобы регулятор поддерживал значение $\omega_T - \omega_z$ (рис. 3) на заданном уровне при минимальной длительности переходного процесса.

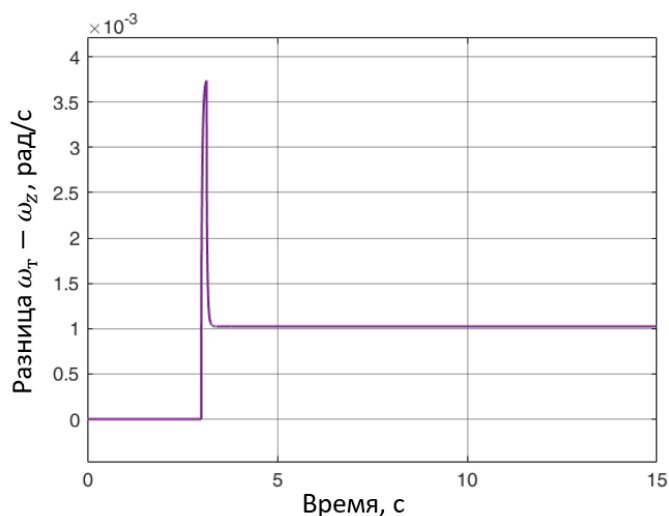


Рис.3. Характеристика разницы угловых скоростей ω_T и ω_z при испытании «рывок руля»

После выполнения серии заездов были подобраны следующие значения ПИД-регулятора коэффициентов: $k_p = 50$, $k_i = 5$, $k_d = 1$.

Оценка эффективности работы алгоритма системы динамической стабилизации

Для оценки эффективности разрабатываемого алгоритма рассмотрим движение переднеприводной КМ по окружности радиусом $R_p = 28,58$ м, соответствующему углу поворота рулевого колеса 5 градусов. Коэффициент сцепления равен 0,8. В начале движения скорость КМ равна 5 км/ч. В течение 200 с машина плавно увеличивает скорость до значения $0,9 \cdot v_{\text{мх}}^{\text{занос}}$.

Проведем сравнение полученных результатов движения КМ с регулятором СДС и без него (рис. 4).

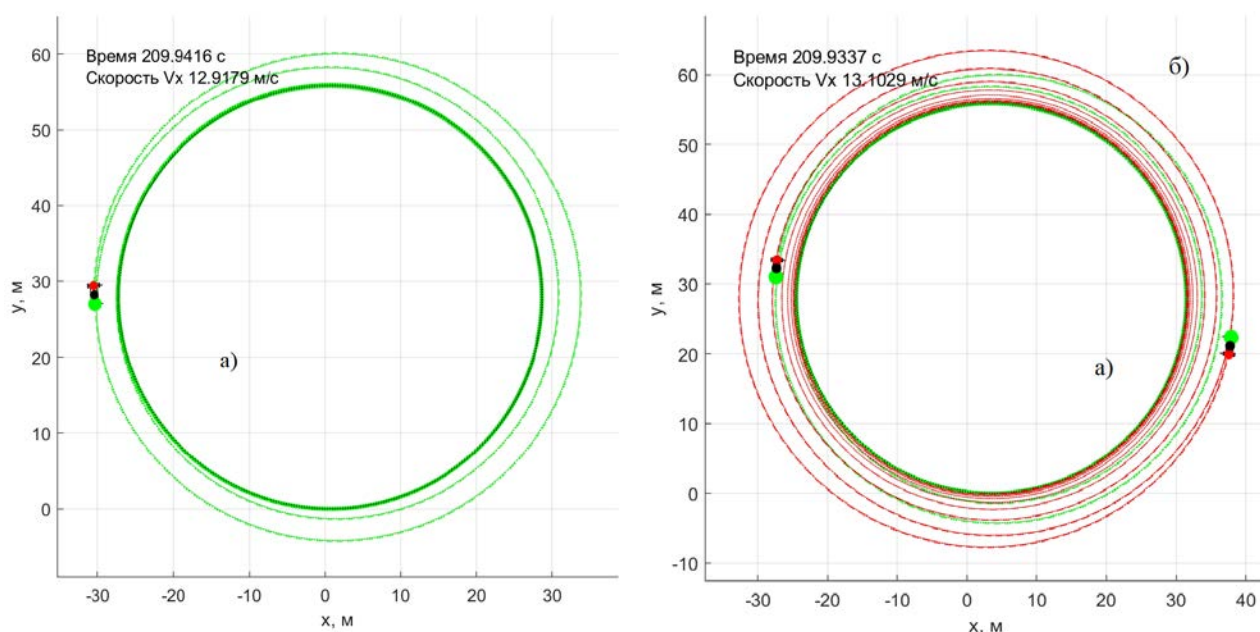


Рис.4. Траектория движения переднеприводной КМ: а) – с системой динамической стабилизации; б) – без системы динамической стабилизации.

По траектории движения видно, что большую часть времени регулятор поддерживает соответствие фактического радиуса поворота теоретическому в определенном диапазоне. После определенного момента времени регулятор перестает поддерживать заданный радиус, т.к. срабатывает ABS, вследствие чего СДС уже не может настолько сильно затормаживать колесо (рис. 5).

Проверим эффективность разработанной системы на испытании «Sine with dwell». Первые 5 с водитель разгоняется до скорости $V_x = 80$ км/ч на опорной поверхности с коэффициентом сцепления 0,8.

Угол поворота рулевого колеса в испытании изменяется по синусоидальному закону (рис. 1) с частотой 0,7 Гц (формула (5)):

$$\alpha_{\text{рул}} = A \cdot \sin(\omega_{\text{рул}} t), \quad (5)$$

где A – амплитуда поворота;

$\omega_{\text{рул}}$ – угловая скорость рулевого колеса;

t – время.

Значение амплитуды A возьмем максимальное для данного испытания – 300 градусов [9]. Предполагается, что суммарный угол поворота колес от левого крайнего положения руля до

правого составляет 80° , что соответствует трем оборотам рулевого колеса. Таким образом, можно получить амплитуду угла поворота условного колеса, расположенного в центре передней оси машины в соответствии с нормативным документом [9] (формула (6)):

$$\frac{300^\circ \times 80^\circ}{1080^\circ} \approx 22^\circ. \quad (6)$$

При достижении момента времени $t = 3/(4\nu)$ происходит задержка руля на 500 мс. Графики изменения угловой скорости рысканья, полученные при моделировании, показаны на рис. 6.

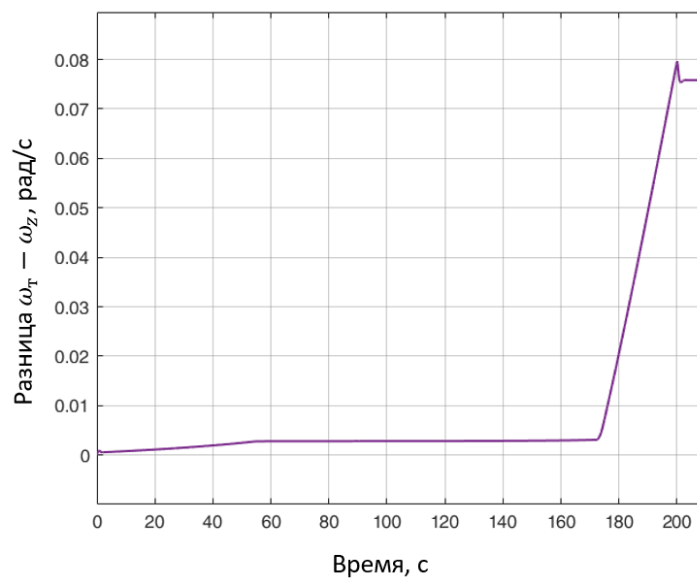


Рис.5. Характеристика разницы угловых скоростей ω_t и ω_z при срабатывании ABS

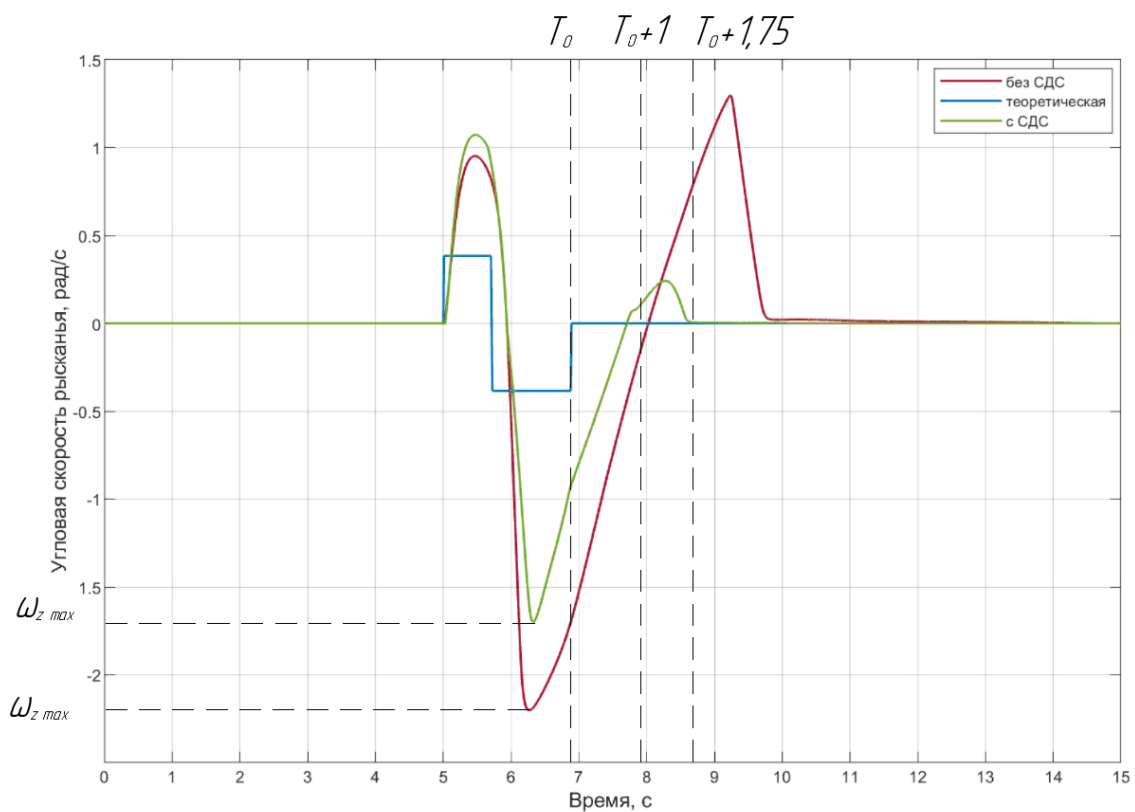


Рис.6. Графики изменения угловой скорости рысканья

Анализ результатов заездов проводим на основании UN/ECE Regulation No.13-H (формула (7)) [9]:

$$\frac{\omega_z(T_0 + 1)}{\omega_{z \max}} \cdot 100 \% < 35 \%$$

$$\frac{\omega_z(T_0 + 1,75)}{\omega_{z \max}} \cdot 100 \% < 20 \%. \quad (7)$$

Результаты испытания КМ с системой динамической стабилизации:

$$\frac{0,1137}{1,6995} \cdot 100 \% \approx 6 \% < 35 \%$$

$$\frac{0,0204}{1,6995} \cdot 100 \% \approx 1 \% < 20 \%.$$

Данный заезд показывает, что автомобиль при наличии разработанного алгоритма СДС сохраняет устойчивость и управляемость, а его траектория ближе к теоретическим зависимостям.

Результаты испытания КМ без системы динамической стабилизации:

$$\frac{0,1299}{2,2018} \cdot 100 \% \approx 5 \% < 35 \%$$

$$\frac{0,7800}{2,2018} \cdot 100 \% \approx 35 \% > 20 \%.$$

КМ без системы динамической стабилизации не прошла испытание.

Таким образом, основываясь на результатах испытаний «Sine with dwell» можно сделать вывод о том, что КМ с разработанной СДС ведет себя более предсказуемо и точно в экстремальных режимах движения по сравнению с колесной машиной без СДС.

Заключение

В ходе исследования был разработан алгоритм работы СДС двухосной КМ. Была проведена настройка ПИД-регулятора системы на испытании «рывок руля». Проверка настроенных параметров проводилась при движении переднеприводной КМ по окружности с заданным радиусом и постепенно увеличивающейся скоростью.

Оценка эффективности алгоритма работы СДС проводилась по результатам виртуальных испытаний «Sine with dwell». Результаты заезда показали, что переднеприводная КМ с разработанной системой динамической стабилизации проходит испытания в отличие от автомобиля, не оснащенного указанной системой: отношение мгновенной скорости рыскания через 1 секунду после остановки рулевого управления и пиковой скорости составляет 19 %, а отношение мгновенной скорости рыскания через 1,75 с после остановки рулевого управления и пиковой скорости составляет 13 %. Разработанная система стабилизации позволяет приблизиться к нейтральной поворачиваемости в экстремальных режимах движения, тем самым повышая устойчивость и управляемость КМ.

Список литературы

1. Osborn R.P., Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
2. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI
3. Жилейкин М.М. Алгоритм работы системы динамической стабилизации для заднеприводного двухосного автомобиля. Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, № 9.
4. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. Proceedings of the American Control Conference, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
5. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Sweden, 2004. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 1 октября 2017).
6. ГОСТ 31507-2012. Управляемость и устойчивость. Технические требования Методы испытаний, 2004, 31 с.
7. ISO 19365:2016 «Passenger cars — Validation of vehicle dynamic simulation — Sine with dwell stability control testing».
8. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
9. UN/ECE Regulation No.13-H «Uniform provisions concerning approval of passenger cars with regard to braking».
10. Косицын Б.Б. Научные методы повышения подвижности боевых колесных машин путем совершенствования тормозных свойств: дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. 280 с.

АВТОРЫ

Бякова Анастасия Александровна, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), аспирант, bratchina@bmstu.ru.

Бяков Константин Евгеньевич, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), кандидат технических наук, доцент, byakov@bmstu.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 33 – 43

DOI:

Received: 25.09.2025

Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

Dynamic stabilization system for a two-axle wheeled vehicle

Anastasia A. Byakova*,
Konstantin E. Byakov

*bratchina@bmstu.ru
Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The research is devoted to the development of a dynamic stabilization system for a two-axle wheeled vehicle. The object of the study is a two-axle car with a dynamic stabilization system. The aim of the work is to increase the controllability and stability of the car through the application of the developed algorithm of the dynamic stabilization system. A vehicle motion model has been developed that is suitable for studying the dynamic stabilization system. The coefficients of the PID controller are selected. The efficiency of the algorithm of the dynamic stabilization system, which provides increased stability and controllability of a two-axle wheeled vehicle, has been evaluated.

Keywords: stability, controllability, dynamic stabilization, sine with dwell, transition process, control algorithm.

References

1. Osborn R.P., Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
2. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI
3. Zhileikin M.M. The algorithm of the dynamic stabilization system for a rear-wheel drive two-axle car. Science and education. Bauman Moscow State Technical University, 2015, No. 9.
4. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. Proceedings of the American Control Conference, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
5. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master’s degree project. Sweden, 2004. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed October 1, 2017).
6. GOST 31507-2012. Controllability and stability. Technical Requirements and Test Methods, 2004, 31 p.
7. ISO 19365:2016 "Passenger cars — Validation of vehicle dynamic simulation — Sine with dwell stability control testing".

8. Larin V.V. Theory of motion of four-wheel drive wheeled vehicles. Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2010. 391 p.
 9. UN/ECE Regulation No.13-H "Uniform provisions concerning approval of passenger cars with regard to braking".
 10. Kositsyn B.B. Scientific methods of increasing the mobility of combat wheeled vehicles by improving braking properties: dissertation. Technical Sciences: 05.05.03. Moscow: Bauman Moscow State Technical University. 2017. 280 p.
-

AUTHORS

Anastasia A. Byakova, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), postgraduate student, bratchina@bmstu.ru .

Konstantin E. Byakov, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, byakov@bmstu.ru.
