

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

Алгоритм работы системы динамической стабилизации для полноприводного двухосного автомобиля с дифференциальной трансмиссией*

М.М. Жилейкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

An algorithm for the dynamic stabilization of a two-axle all-wheel drive vehicle with a differential transmission

M.M. Zhileykin

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

 e-mail: jileykin_m@mail.ru

i Управляемость и устойчивость автомобиля — важнейшие эксплуатационные свойства и составляющие активной безопасности автомобиля, оценке которых во всем мире придается большое значение. Разработан алгоритм работы системы динамической стабилизации полноприводных двухосных автомобилей с дифференциальной трансмиссией за счет изменения крутящего момента на колесах, обеспечивающий повышение его курсовой и траекторной устойчивости. Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающие повышение эффективности стабилизации автомобиля на 8...55 %. Результаты исследований могут быть полезны предприятиям автомобильной отрасли, специализирующимся на проектировании и производстве, в первую очередь, двухосных колесных автомобилей различного класса и назначения, а также организациям, разрабатывающим системы управления для колесной транспортной техники.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, активная безопасность, закон управления, имитационное моделирование, устойчивость, управляемость.

i Car handling and stability are crucial performance characteristics and components of active safety, which is under study all over the world. An algorithm for the dynamic stabilization of two-axle all-wheel drive vehicles with a differential transmission is developed. The algorithm implies changing the torque on the car wheels to increase its course and trajectory stability. The simulation revealed that the most efficient stabilization algorithms combine

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.

reducing the power consumption of the engine and creating a stabilizing moment due to the torque redistribution on the wheels. This approach increases the car stabilization efficiency by 8...55%. The results of research can be used by automotive industry enterprises designing and producing two-axle wheeled vehicles of various types and purposes, as well as by organizations developing control systems for wheeled transport.

Keywords: two-axle vehicle, active safety, control law, simulation, stability, controllability.

Согласно тенденциям развития современного автомобилестроения, производители постоянно повышают уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств, добиваясь максимального уровня устойчивости и управляемости автомобилей.

В настоящее время вопросами создания систем активной безопасности автомобилей, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости, активно занимаются за рубежом. Исследования ведутся по двум направлениям. Во-первых, создаются системы динамической стабилизации (СДС), принцип действия которых основан на изменении крутящих моментов, подводимых к ведущим колесам. При этом все более актуальным и целесообразным является использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия на все колеса позволяет использовать весь вес автомобиля в качестве сцепного, что положительно сказывается на динамических качествах автомобиля, проходимости, и позволяет реализовать алгоритмы управления, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Разработке этих методов посвящены, например, работы [1–3].

Однако в настоящее время на автомобильном рынке по-прежнему большую долю занимают бюджетные полноприводные модели, трансмиссии которых не обеспечивают возможность перераспределения крутящих моментов между ведущими колесами. Изменение моментов в данном случае возможно только за счет подтормаживания отдельных колес.

Срабатывает СДС в опасных ситуациях, когда возможна или уже произошла потеря управляемости автомобилем. Путем подтормаживания отдельных колес система стабилизирует движение. Она вступает в работу, когда на большой скорости при криволинейном движении передние колеса сносит с заданной траектории в направлении действия сил инерции, т. е. по радиусу большему, чем радиус поворота. При этом СДС подтормаживает заднее колесо, идущее по внутреннему радиусу поворота, придавая автомобилю большую поворачиваемость и направляя его в поворот. Одновременно с подтормаживанием колес СДС снижает оборо-

ты двигателя. Если при прохождении поворота происходит занос задней части автомобиля, СДС активизирует тормоз переднего колеса, идущего по наружному радиусу поворота. Таким образом создается момент противовращения, исключая боковой занос.

Во-вторых, повышение устойчивости и управляемости обеспечивается за счет введения автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [4–5]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [6].

Однако, описывая принцип работы систем стабилизации движения, авторы не раскрывают информацию о методах вычисления величин стабилизирующих моментов, что, несомненно, составляет коммерческую тайну производителей.

Цель работы — разработка методов повышения устойчивости и управляемости двухосных полноприводных автомобилей.

Математическая модель трансмиссии полноприводного двухосного автомобиля с дифференциальной трансмиссией. Рассмотрим схему трансмиссии двухосного автомобиля 4×4 с дифференциальной трансмиссией (рис. 1).

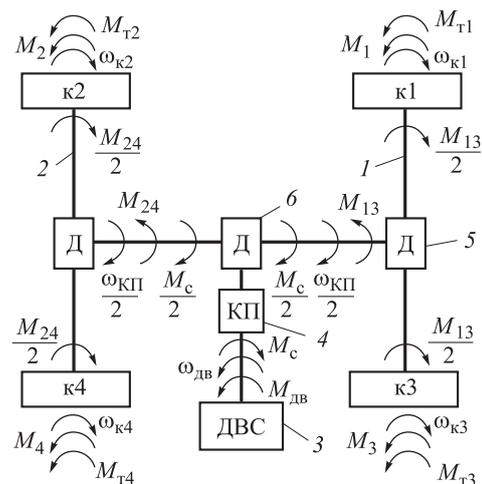


Рис. 1. Схема трансмиссии двухосного автомобиля 4×4 с дифференциальной трансмиссией:

- 1 — передняя ось; 2 — задняя ось; 3 — двигатель внутреннего сгорания; 4 — коробка передач; 5 — симметричный неуправляемый межколесный дифференциал; 6 — симметричный неуправляемый межосевой дифференциал; к1–к4 — номер колеса

Трансмиссия, схема которой изображена на рис. 1, может быть описана следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_k \dot{\omega}_{k1} = \frac{M_{13}}{2} i_{ГП} - M_1; \\ J_k \dot{\omega}_{k2} = \frac{M_{24}}{2} i_{ГП} - M_2; \\ J_k \dot{\omega}_{k3} = \frac{M_{13}}{2} i_{ГП} - M_3; \\ J_k \dot{\omega}_{k4} = \frac{M_{24}}{2} i_{ГП} - M_4; \\ \dot{\omega}_{дв} = i_{ГП} i_{КП} \frac{\dot{\omega}_{13} + \dot{\omega}_{24}}{2}; \\ \dot{\omega}_{13} = i_{ГП} \frac{\dot{\omega}_{k1} + \dot{\omega}_{k3}}{2}; \\ \dot{\omega}_{24} = i_{ГП} \frac{\dot{\omega}_{k2} + \dot{\omega}_{k4}}{2}; \\ J_{дв} \dot{\omega}_{дв} = h_{др} M_{дв} - M_c; \\ J_{13} \dot{\omega}_{13} = \frac{M_c}{2} - M_{13}; \\ J_{24} \dot{\omega}_{24} = \frac{M_c}{2} - M_{24}, \end{cases}$$

где J_k — момент инерции колеса; $J_{дв}$ — момент инерции двигателя; J_{13} — момент инерции переднего вала трансмиссии; J_{24} — момент инерции заднего вала трансмиссии; $\dot{\omega}_{ki}$ — угловое ускорение вращения i -го колеса; M_i — момент сопротивления на i -м колесе; M_{13} — крутящий момент, приведенный к переднему валу трансмиссии; $\dot{\omega}_{дв}$ — угловое ускорение вращения вала двигателя; $M_{дв}$ — крутящий момент, развиваемый двигателем; $i_{КП}$ — передаточное отношение коробки передач (КП); $i_{ГП}$ — передаточное отношение главной передачи (ГП) передней оси; $h_{др}$ — положение органа управления подачей топлива ($h_{др} = 0 \dots 1$); M_c — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя.

Момент сопротивления на i -м колесе

$$M_i = R_{ix} r_k + M_{Ti}.$$

Здесь R_{ix} — проекция силы взаимодействия i -го колеса с опорным основанием на направление плоскости колеса; r_k — расстояние от оси колеса до опорной поверхности; M_{Ti} — тормозной момент на i -м колесе.

Момент тормозного механизма i -го колеса

$$M_{Ti} = MsB_i,$$

где M — заданный тормозной момент системы при полном срабатывании; sB_i — управляю-

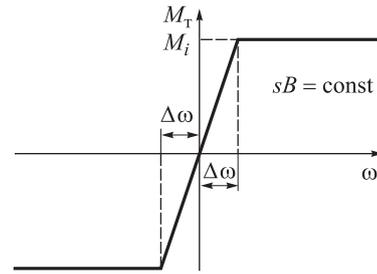


Рис. 2. Зависимость момента трения от угловой скорости вращения колеса относительно ступицы

щий сигнал тормозов i -го колеса (степень использования максимального тормозного момента), лежащий в диапазоне $0 \dots 1$.

Момент, непосредственно прикладываемый к i -му колесу, зависит от угловой скорости ω_i вращения i -го колеса относительно ступицы (рис. 2):

$$M_{Ti} = \begin{cases} -M_{Ti}, & \omega_i < \Delta\omega; \\ M_{Ti} \frac{\omega_i}{\Delta\omega}, & -\Delta\omega \leq \omega_i \leq \Delta\omega; \\ M_{Ti}, & \omega_i > \Delta\omega. \end{cases}$$

Здесь $\Delta\omega$ — угловая скорость вращения колеса, соответствующая выходу момента на постоянное значение; M_{Ti} — тормозной момент, соответствующий заданному управляющему сигналу sB_i .

Алгоритм работы СДС путем подтормаживания отдельных колес для полноприводного двухосного автомобиля с дифференциальной трансмиссией. На автомобилях, трансмиссия которых не оснащена системами перераспределения крутящего момента, стабилизирующий момент можно создавать только подтормаживанием отдельных колес.

В качестве параметра, характеризующего степень поворачиваемости колесной машины, предлагается использовать угол $\beta = \theta_T - \theta_\Phi \neq 0$ между векторами линейных скоростей центра масс: теоретической V_T и фактической V_Φ (рис. 3).

Проекции вектора фактической скорости автомобиля (V_x, V_y) определяются путем интегрирования производных dV_x/dt и dV_y/dt :

$$\begin{aligned} \frac{dV_x}{dt} &= a_x + \omega_z V_y; \\ \frac{dV_y}{dt} &= a_y - \omega_z V_x. \end{aligned}$$

Затем находится текущее значение тангенса угла между вектором скорости и продольной

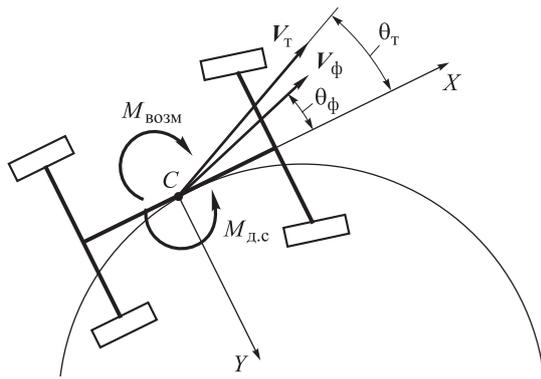


Рис. 3. Схема определения угла отклонения вектора скорости от продольной оси автомобиля:
 $M_{д.с}$ — момент динамической стабилизации;
 $M_{возм}$ — внешний возмущающий момент

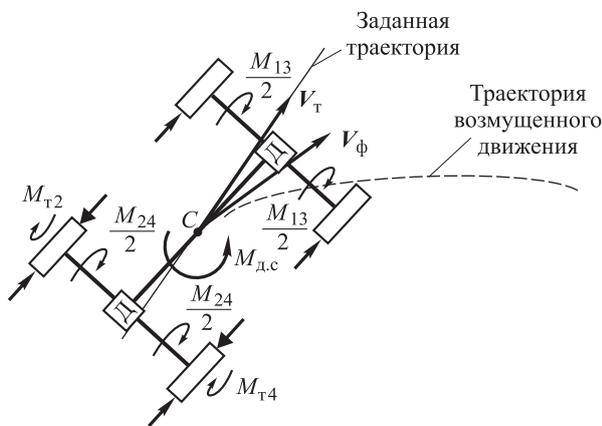


Рис. 4. Прямолинейное движение в случае возникновения заноса (межосевой дифференциал условно не показан)

осью автомобиля $\text{tg } \theta_\phi$ (см. рис. 3), а также теоретическое значение тангенса этого угла $\text{tg } \theta_T$. Курсовая устойчивость машины обеспечивается при равенстве этих углов, а значит и их тангенсов.

Значение $\text{tg } \theta_\phi$ вычисляется по формуле

$$\text{tg } \theta_\phi = V_y / V_x,$$

где V_x, V_y — проекции вектора скорости центра масс автомобиля на оси подвижной системы координат.

Значение $\text{tg } \theta_T$ рассчитывается по формуле

$$\text{tg } \theta_T = \frac{L-a}{L} \text{tg } \theta_{1cp}.$$

Здесь L — база автомобиля; a — расстояние от центра масс автомобиля до передней оси; θ_{1cp} — средний угол поворота передних (левого и правого) управляемых колес.

Прямолинейное движение. Условием прямолинейного движением будем считать

$$|\theta_{1cp}| \leq 3^\circ. \quad (1)$$

При этом, если

$$|\beta| = |\theta_T - \theta_\phi| \leq 3^\circ, \quad (2)$$

то подтормаживания колес не требуется.

Если условие (4) выполняется, а условие (5) не выполняется (рис. 4), то:

- 1) происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки [7];
- 2) на колеса задней ведущей оси подается тормозной момент, рассчитанный по методике, приведенной далее.

Криволинейное движение. Если условие (1) не выполняется, будем считать движение криволинейным. При этом, если выполняется условие (2), стабилизирующего подтормаживания не требуется.

Если не выполняется условие (2) и $\text{sign}(\theta_T - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_{1cp}) > 0$, диагностируется наступление заноса передней оси. При этом для полноприводных колесных машин необходимо дополнительно подтормаживать колеса передней оси, что придает машине большую поворачиваемость [8]. Принцип стабилизации поясняет рис. 5. В этом случае:

- 1) происходит автоматическое снижение потребляемой мощности силовой установки [7];
- 2) к колесам передней оси подводится момент торможения, рассчитанный по методике, приведенной далее.

Если не выполняется условие (5) и $\text{sign}(\theta_T - \theta_\phi)\text{sign}(\theta_{1cp}) < 0$, диагностируется наступление заноса задней оси (рис. 6). При дополнительном подтормаживании колес задней оси тангенциальные реакции на колесах изменяются таким образом, что создаваемый стабилизирующий момент $M_{д.с}$ обеспечивает снижение поворачиваемости автомобиля [8]. В этом случае:

- 1) происходит автоматическое снижение

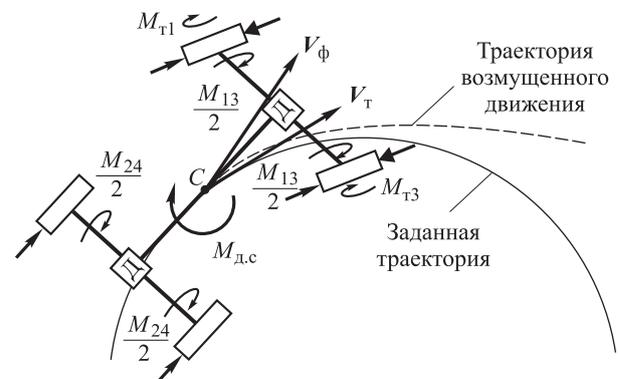


Рис. 5. Криволинейное движение в случае возникновения заноса передней оси (межосевой дифференциал условно не показан)

потребляемой мощности силовой установки [7];

2) к колесам задней оси подводится момент торможения, рассчитанный по методике, приведенной далее.

Определение степени использования максимального тормозного момента. Как известно [9], требования к перераспределению крутящих моментов на колесах автомобиля с целью повышения его устойчивости и управляемости противоречивы и зависят от условий, в которых находится колесный движитель. Например, при прямолинейном движении со значительной нагрузкой (движение по бездорожью, с нагрузкой на крюке, на подъем) предпочтительной является заблокированная трансмиссия. В случае же движения автомобиля по криволинейной траектории частота вращения каждого колеса должна определяться кривизной траектории, по которой оно перемещается. Одновременно желательно учесть перераспределение нормальных нагрузок между колесами, что при выполнении маневра еще более значимо, чем при прямолинейном разгоне, особенно, если движение осуществляется с высокими скоростями. Для практической реализации перечисленных выше алгоритмов необходимо знать зависимости радиуса качения колеса или коэффициента сопротивления качению от вертикальной нагрузки, давления воздуха в шинах, степени износа протектора, типа опорного основания, что затруднительно в изменяющихся внешних условиях движения. Наличие такого количества неопределенностей затрудняет построение регуляторов, работа которых основана на четких алгоритмах.

Вместе с тем в настоящее время широкую популярность находят нечеткие модели и алгоритмы управления [10]. Известно, что не-

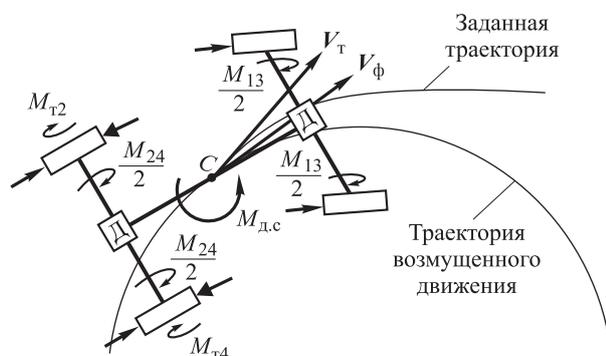


Рис. 6. Криволинейное движение в случае возникновения заноса задней оси (межосевой дифференциал условно не показан)

четкое управление основано на использовании не столько аналитических или теоретических моделей, сколько на практическом применении знаний квалифицированных специалистов, представленных в форме лингвистических баз правил. Нечеткое управление эффективно в случаях недетерминированности параметров объектов, когда существует определенный опыт экспертов по управлению и настройке автоматизированной системы регулирования. Теория нечеткой логики позволяет использовать знания специалистов-экспертов с целью улучшения процессов управления и оказания помощи по настройке типовых регуляторов. Исходя из сказанного выше, задача разработки метода адаптации регулятора, реализующего опыт экспертов, становится актуальной.

Процесс настройки регулятора состоит из нескольких этапов [10].

Процедура фаззификации. Введем входные лингвистические переменные:

X_1 — модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi|$;

X_2 — модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей $|\dot{\beta}|$.

Введем также одну выходную переменную Y_1 — степень использования максимального тормозного момента sB_T .

Введем следующие термы для всех лингвистических переменных: высокий уровень; средний уровень; низкий уровень.

Для завершения процедуры фаззификации построим функции принадлежности для каждой лингвистической переменной. Процедура построения функций принадлежности подробно описана в работе [10].

Определение значений функций принадлежности для входных и выходных лингвистических переменных. Функции принадлежности входной переменной X_1 , входной переменной X_2 и выходной переменной Y представлены на рис. 7.

Правила и механизм нечеткого логического вывода. Следующий этап — разработка нечетких правил. Большинство нечетких систем используют продукционные правила, связывающие лингвистические переменные [10]. Совокупность таких правил описывает стратегию принятия решения, применяемую в данной задаче.

Типичное продукционное правило состоит из антецедента (часть ЕСЛИ...) и консеквента

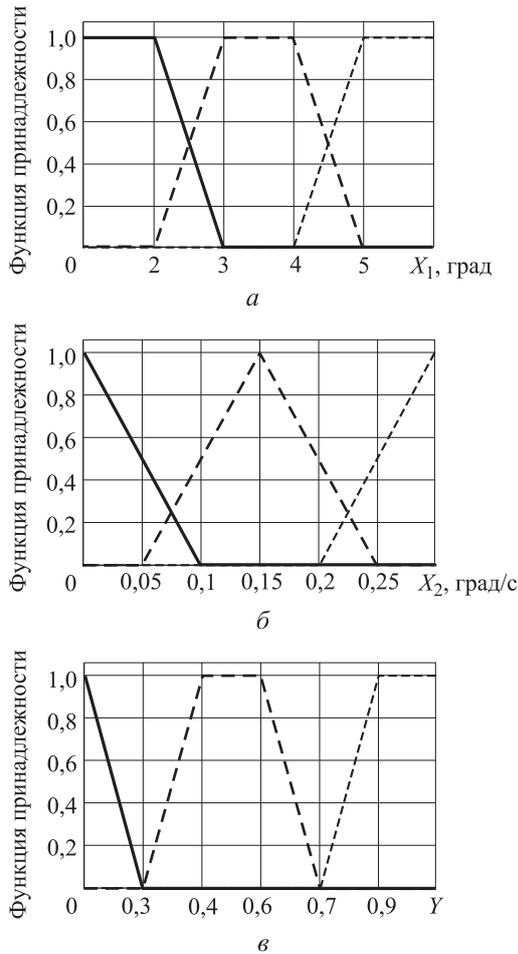


Рис. 7. Функция принадлежности:
 а — входной переменной X_1 (модуль разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей); б — X_2 (модуль скорости изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей); в — выходной переменной Y (степень использования максимального тормозного момента);
 ————— — низкий уровень;
 - - - - - — средний уровень;
 - · - · - — высокий уровень

(часть ТО...). Антецедент может содержать более одной посылки. В этом случае они объединяются посредством логических связок И или ИЛИ. При построении правил будем использовать только связку И.

Процесс вычисления нечеткого правила называется нечетким логическим выводом и подразделяется на два этапа: обобщение и заключение. Будем использовать алгоритм нечеткого логического вывода Мамдани [10]. Пример нечеткого правила выглядит следующим образом:

ЕСЛИ X_1 = «средний уровень» И X_2 = «средний уровень», ТО Y = «низкий уровень». Полный набор нечетких правил приведен в табл. 1.

Таблица 1

Набор нечетких правил для выходной переменной Y

X_2	X_1		
	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Низкий уровень	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Средний уровень	Высокий уровень	Средний уровень	Низкий уровень
Высокий уровень	Средний уровень	Низкий уровень	Низкий уровень

В результате логического вывода по j -му правилу получаем нечеткое значение выходной переменной Y_j :

$$\mu_j(Y) = \min[\mu_j(X_1), \mu_j(X_2)],$$

где $\mu_j(X_1)$, $\mu_j(X_2)$ — значение функций принадлежности по j -му правилу для входных переменных X_1 и X_2 соответственно. Такая операция взятия минимума называется импликацией [10]. Например, если для переменной X_1 $\mu_j(X_1) = 0,9$, а для переменной X_2 $\mu_j(X_2) = 0,8$, то $\mu_j(Y) = \min[0,9; 0,8] = 0,8$.

Операция импликации означает «срезание» функции принадлежности $\mu_j(Y)$.

Если множество термов L является «размытым», то результатом нечеткого логического вывода может быть несколько термов $\mu_j(Y)$ выходной переменной. В этом случае наряду с операцией импликации для каждого значения $\mu_j(Y)$ необходимо провести операцию агрегирования (объединения) нечеткого множества $\mu(Y) = [\mu_1(Y), \mu_2(Y), \dots, \mu_n(Y)]$, которая обычно реализуется операцией взятия максимума [10].

Процедура дефаззификации. На последнем этапе необходимо осуществить переход от нечетких значений выходной величины Y к четкому числовому значению. Эта операция называется дефаззификацией (устранением нечеткости). Наиболее часто применяется дефаззификация по методу центра тяжести [10].

Исследование эффективности работы алгоритмов стабилизации движения. В целях подтверждения эффективности работы алгоритмов стабилизации движения двухосных автомобилей 4×4 с дифференциальной трансмиссией были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической

модели движения КМ рассмотрены в работах [11, 12].

Выполним численное моделирование движения автомобиля, технические характеристики которого приведены ниже:

Параметр	Значение
Расстояние, м:	
от 1-й оси до ЦТ, a	1,236
от 2-й оси до ЦТ, b	1,294
Длина, м	
базы, L	2,53
колеи, B	1,54
Момент инерции колесной машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести J_z , кг·м ²	400
Вес колесной машины G_0 , Н	16 873
Максимальная мощность двигателя $N_{дв}$ при 5 600 об/мин, кВт	140
Максимальный крутящий момент двигателя M_{max} в диапазоне оборотов коленвала 2 000...5 200 об/мин, Н·м	240
Передаточное отношение главной передачи $i_{гп}$	5,8
Передаточные отношения коробки передач:	
1-я передача i_1	3,727
2-я передача i_2	2,048
3-я передача i_3	1,393
4-я передача i_4	1,097
5-я передача i_5	0,892

Исследуем движение на трех типах опорного основания: «лед со снегом» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{smax} = 0,3$); «сухой асфальт» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{smax} = 0,6$); «микст». Отметим, что под термином «опорное основание» понимается только твердая опорная поверхность. Управляемыми являются колеса передней оси автомобиля.

Моделируется выполнение двух маневров:

1) вход и движение в повороте с фиксированным радиусом (теоретический радиус поворота $R = 9,45$ м);

2) переставка (смена полосы движения).

Выполнение маневров исследовались при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора: при движении на асфальте уровень воздействия составлял 0,3; для опорных оснований «лед со снегом» и «микст» — 0,1. Начальная скорость при выполнении маневров составляла 40 км/ч для асфальтового покрытия и 20 км/ч для остальных типов опорных оснований.

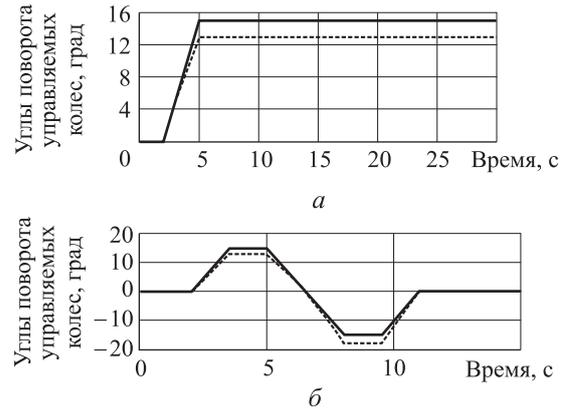


Рис. 8. Углы поворота управляемых колес: а — маневр «поворот»; б — маневр «переставка»

Зависимости изменения углов поворота управляемых колес от времени для маневра «поворот» и для маневра «переставка» показаны на рис. 8.

Сочетания алгоритмов стабилизации, для которых проводилось исследование эффективности, представлены ниже:

Алгоритм стабилизации	Условное обозначение
Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	T (Torque)
Снижение потребляемой мощности двигателя	LP (Low Power)
Снижение потребляемой мощности двигателя + Создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах	LP + T (Low Power + Torque)

Для примера на рис. 9 представлены траектории движения автомобиля в повороте при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации на опорном основании «лед со снегом», а на рис. 10 — для маневра «переставка».

Согласно разработанным в [13] критериям оценки эффективности работы СДС курсовой и траекторной устойчивости было проведено исследование относительной эффективности каждого из разработанных алгоритмов стабилизации. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения приведены на рис. 11.

Анализ кривых, приведенных на рис. 11, показывает, что для полноприводных двухосных автомобилей с дифференциальной трансмиссией наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации LP + T, обеспечивающие снижение среднеквад-

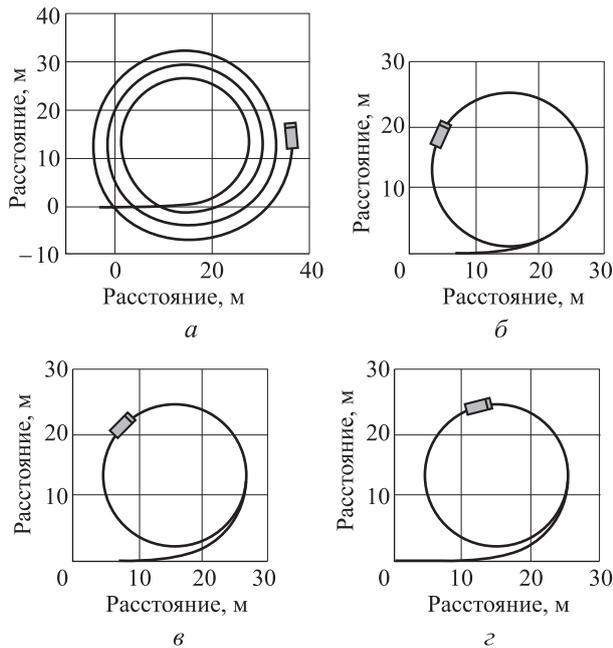


Рис. 9. Траектории движения двухосного автомобиля при совершении маневра «поворот» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»): а — без управления; б — Т; в — LP; г — LP + Т

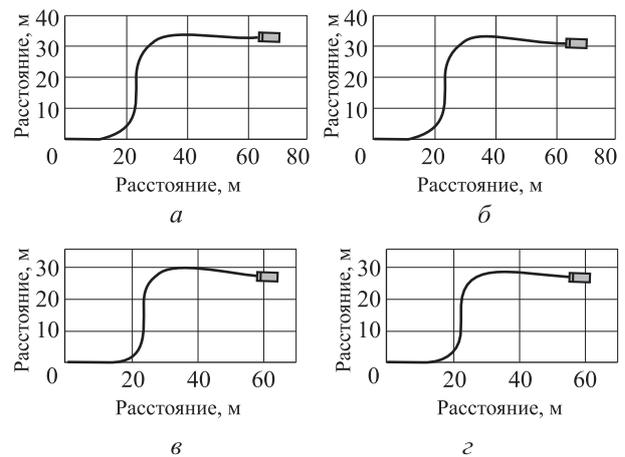


Рис. 10. Траектории движения двухосного автомобиля при совершении маневра «переставка» при различных сочетаниях алгоритмов стабилизации («лед со снегом»): а — без управления; б — Т; в — LP; г — LP + Т

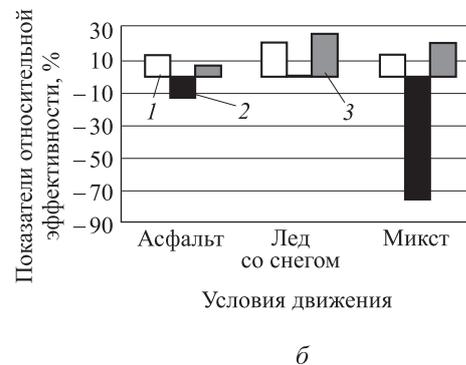
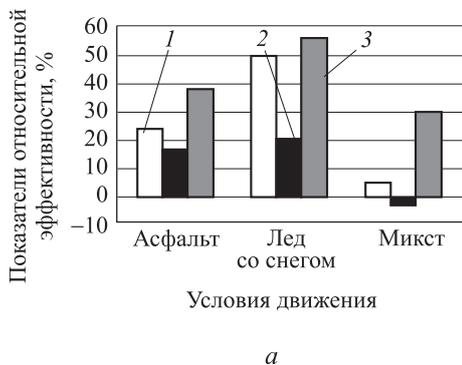


Рис. 11. Значения показателей относительной эффективности алгоритмов стабилизации для различных условий движения:

а — маневр «поворот»; б — маневр «переставка»; 1 — LP; 2 — Т; 3 — LP + Т

ратических значений угла β на 8...55%. Эффект от применения алгоритмов стабилизации движения по отдельности существенно ниже, а иногда (например, переставка на «миксте») они могут лишь ухудшить качество управления автомобилем.

Выводы

1. Разработан алгоритм работы системы динамической стабилизации полноприводных двухосных автомобилей с дифференциальной

трансмиссией за счет подтормаживания колес, обеспечивающий повышение курсовой и траекторной устойчивости машины.

2. Методами имитационного моделирования установлено, что наиболее эффективными являются алгоритмы стабилизации, применяемые в комбинации «снижение потребляемой мощности двигателя + создание стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов на различных колесах», обеспечивающие повышение эффективности стабилизации автомобиля на 8...55%.

Литература

- [1] Рязанцев В.И. *Активное управление сходимением колес автомобиля*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.
- [2] Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control. *SAE Technical Papers*, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0456.
- [3] Osborn R., Shim T., Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. *SAE Technical Paper*, 2004-01-2052, 2004, doi: 10.4271/2004-01-2052.
- [4] Mammari 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. Available at: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 1 сентября 2014).
- [6] Mokhiamar O., Abe M. 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. *Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216(2), pp. 115–124.
- [7] Горелов В.А., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом двигателей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, № 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (дата обращения 1 сентября 2014).
- [8] Жилейкин М.М., Середюк В.А. Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электро-механической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор-ось». *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 5. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/705516.html>, doi: 10.7463/0514.0705516 (дата обращения 1 сентября 2014).
- [9] Жилейкин М.М., Федотов И.В., Мардеева Л.Р. Разработка непрерывного закона управления полуактивной системой поддрессирования с нечеткой настройкой параметров. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2013, № 7 URL: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html>, doi: 10.7463/0713.0567714 (дата обращения 20 августа 2014).
- [10] Штовба С.Д. *Проектирование нечетких систем средствами MATLAB*. Москва, Горячая линия – Телеком, 2007. 288 с.
- [11] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
- [12] Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом. *Журнал ААИ*, 2009, № 2, с. 34–40.
- [13] Жилейкин М.М., Чулюкин А.О. Алгоритм работы системы динамической стабилизации для автомобиля 4×4 с подключаемой задней осью. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 4. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/704685.html>, doi: 10.7463/0414.0704685 (дата обращения 20 августа 2014).

References

- [1] Riazantsev V.I. *Aktivnoe upravlenie skhozhdeniem koles avtomobilia* [Active control of the vehicle wheel alignment]. Moscow, Bauman Press, 2007. 212 p.
- [2] Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control. *SAE Technical Papers*, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0456.
- [3] Osborn R., Shim T., Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. *SAE Technical Paper*, 2004-01-2052, 2004, doi: 10.4271/2004-01-2052.
- [4] Mammari 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. Available at: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed 1 September 2014).
- [6] Mokhiamar O., Abe M. 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. *Journal of Automobile Engineering*, 2002, vol. 216 (2), pp. 115–124.
- [7] Gorelov V.A., Zhileikin M.M., Shinkarenko V.A. Razrabotka zakona dinamicheskoi stabilizatsii mnogoosnoi kolesnoi mashiny s individual'nym privodom dvizhitelei [Controlling dynamic stabilization of a multi-wheeled vehicle with an individual propulsion drive]. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2013, no. 12. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html> (accessed 1 September 2014).
- [8] Zhileikin M.M., Serediuk V.A. Razrabotka zakona raspredeleniia momentov po kolesam mnogoosnoi kolesnoi mashiny s elektro-mekhanicheskoi transmissiei, vypolnennoi po skheme «motor-os'» [A Development of the Distributive Law of Points on the Multi-Wheeled Machine Wheels with Electro-Mechanical Transmission, Made Under the Scheme «Motor-Axis»]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU], 2014, no. 5. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/705516.html> (accessed 1 September 2014), doi: 10.7463/0514.0705516.
- [9] Zhileikin M.M., Fedotov I.V., Mardeeva L.R. Razrabotka nepreryvnogo zakona upravleniia poluaktivnoi sistemoi podressorivaniia s nechetkoi nastroikoi parametrov [Development of a continuous control law for a semi-active suspension system with a fuzzy configuration of parameters]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU], 2013, no. 7. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/567714.html> (accessed 20 August 2014), doi: 10.7463/0713.0567714.
- [10] Shtovba S.D. *Proektirovanie nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Design of fuzzy systems by means of MATLAB]. Moscow, Goriachaia liniia–Telekom publ., 2007. 288 p.
- [11] Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Integrated cushioning highly mobile articulated tracked vehicle]. Moscow, Bauman Press, 2010. 184 p.
- [12] Kotiev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. Matematicheskaiia model' krivolineinogo dvizheniia avtomobilia s kolesnoi formuloi 8×8 pri razlichnykh sposobakh upravleniia povorotom [Mathematical model of curvilinear motion of the car with the wheel formula 8×8 at various ways of turning control]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers], 2009, no. 2, pp. 34–40.
- [13] Zhileikin M.M., Chuliukin A.O. Algoritm raboty sistemy dinamicheskoi stabilizatsii dlia avtomobilia 4×4 s podkliuchaemoi zadnei os'iu [Algorithm of Dynamic Stabilization System for a Car 4×4 with a Link Rear Axle]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU], 2014, no. 4. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/704685.html> (accessed 20 August 2014), doi: 10.7463/0414.0704685.

Статья поступила в редакцию 11.09.2014

Информация об авторе

ЖИЛЕЙКИН Михаил Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: jileykin_m@mail.ru).

Information about the author

ZHILEYKIN Mikhail Mikhaylovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: jileykin_m@mail.ru).