

Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом двигателей

© В.А. Горелов¹, М.М. Жилейкин¹, В.А. Шинкаренко²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

²ОАО «КамАЗ», г. Набережные Челны, 423827, Россия

В данной статье рассмотрены вопросы повышения курсовой и траекторной устойчивости многоосной колесной машины (МКМ) путем разработки алгоритмов управления тяговыми электродвигателями привода ведущих колес. Предложен алгоритм работы системы динамической стабилизации курсовой и траекторной устойчивости МКМ в результате изменения крутящих моментов на ведущих колесах. Разработан метод расчета изменения крутящих моментов на ведущих колесах, обеспечивающий практическую реализацию предложенного метода управления. Методами имитационного математического моделирования при выполнении МКМ маневров «поворот» и «переставка» доказана работоспособность предложенного закона динамической стабилизации движения для МКМ, оснащенных электромеханическими трансмиссиями.

Ключевые слова: колесная машина, индивидуальный привод колес, активная безопасность, закон управления, мощность, двигатель, угловая скорость, крутящий момент, тормозной момент, математическая модель, имитационное моделирование.

Управляемость и устойчивость автомобиля являются важнейшими эксплуатационными свойствами, определяющими безопасность движения, обеспечение которых возлагается, в том числе на системы активной безопасности. Повышению и прогнозированию этих свойств во всем мире придается большое значение.

Применение систем активной безопасности, к одной из которых относится система динамической стабилизации, позволяет в различных критических ситуациях сохранять контроль над автомобилем.

Система динамической стабилизации предназначена для сохранения устойчивости и управляемости автомобиля путем заблаговременного определения и устранения критической ситуации. Система позволяет удерживать автомобиль в пределах заданной водителем траектории при различных режимах движения.

Как известно [1], в настоящее время на многоосных колесных машинах для привода ведущих колес все чаще применяют электромеханические трансмиссии, позволяющие решить задачи, связанные с рациональным распределением мощности от источника энергии к

ведущим колесам при любой колесной формуле. Электромеханический привод отличается гибкой системой регулирования, что позволяет повысить эксплуатационные характеристики колесных машин в результате введения в систему управления тяговым приводом следующих алгоритмов:

- обеспечения минимального тормозного пути, управляемости и устойчивости при торможении (антиблокировочные системы (АБС));
- обеспечения минимального времени разгона и повышения проходимости (противобуксовочные системы (ПБС));
- обеспечения курсовой и траекторной устойчивости, а также предотвращения опрокидывания при выполнении маневров (системы динамической стабилизации (СДС)).

Разработке алгоритмов работы системы управления индивидуальным тяговым электрическим приводом колес МКМ для п. 1 и 2 посвящена работа [2], в которой рассмотрены вопросы обеспечения курсовой и траекторной устойчивости МКМ путем разработки алгоритмов управления тяговым приводом.

Информационное поле, обеспечивающее работу системы динамической стабилизации. Для обеспечения работы системы динамической стабилизации необходимо знать текущую скорость МКМ, составляющие которой V_x , V_y будем определять путем интегрирования производных $\frac{dV_x}{dt}$ и $\frac{dV_y}{dt}$ [3]:

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

где a_x , a_y — составляющие ускорения центра масс МКМ; ω_z — угловая скорость МКМ относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Кроме того, необходимо текущее значение тангенса угла $\text{tg}\theta_\phi$ между вектором скорости и продольной осью автомобиля, а также теоретическое значение тангенса этого угла $\text{tg}\theta_\tau$ (рис. 1). Курсовая устойчивость МКМ будет обеспечиваться при равенстве этих углов, а значит, и их тангенсов.

Значения $\text{tg}\theta_\phi$ и $\text{tg}\theta_\tau$ определяются выражениями

$$\text{tg}\theta_\phi = \frac{V_y}{V_x}; \quad \text{tg}\theta_\tau = \frac{l_{1n} - x_p}{L - x_p + B/2} \text{tg}\theta_1,$$

где l_{1n} — расстояние от центра масс корпуса МКМ до задней оси; x_p — координата смещения полюса поворота относительно задней оси МКМ; L — база МКМ; θ_1 — угол поворота задающего (внутреннего переднего) управляемого колеса.

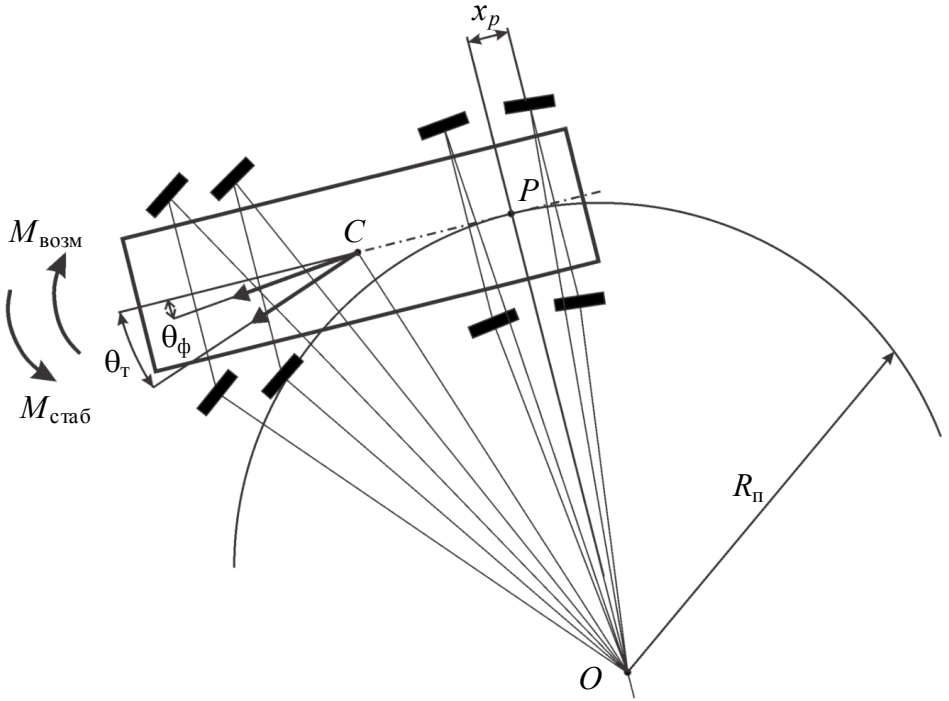


Рис. 1. Угол отклонения вектора скорости от продольной оси МКМ

Факт возникновения заноса передних или задних осей МКМ устанавливают исходя из следующих условий:

- если $\text{sgn}(\theta_T - \theta_\Phi) \text{sgn} \theta_1 > 0$, то система диагностирует наступление заноса передних осей;
- если $\text{sgn}(\theta_T - \theta_\Phi) \text{sgn} \theta_1 < 0$, то система диагностирует наступление заноса задних осей.

Несовпадение углов направлений теоретического и фактического векторов скорости означает, что на МКМ действует динамический возмущающий момент $M_{\text{возм}}$ (см. рис. 1), стремящийся «увести» МКМ с заданной водителем траектории движения. Для компенсации этого воздействия необходимо создать динамический стабилизирующий момент $M_{\text{стаб}}$, который не позволит МКМ сойти с траектории.

Основные проблемы при реализации алгоритмов работы систем активной безопасности связаны с невозможностью точного опреде-

ления линейной скорости МКМ. Современные тенденции совершенствования систем активной безопасности связаны прежде всего с созданием комплексных систем (поскольку измерительная аппаратура и исполнительные механизмы одни и те же) и использованием нейросетевых технологий для распознавания параметров динамики системы, которые непосредственно измерить не представляется возможным [3].

В тяговом режиме. В случае несовпадения углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей, т. е.

$$\beta = \theta_T - \theta_\Phi \neq 0,$$

предлагается следующий принцип стабилизации движения.

Во-первых, необходимо погасить инерцию движения МКМ, уменьшив степень использования мощности силовой установки, т. е. снизить тяговые крутящие моменты на колесах. При этом формула для уставки крутящего момента, который должен быть реализован на i -м тяговом электродвигателе для обеспечения вращения i -го колеса с угловой скоростью ω_{Ti} , может быть представлена в виде

$$M_{дв\ i} = \frac{N_{дв\ max} h h_g}{\omega_{T\ i}}, \quad (1)$$

где $N_{дв\ max}$ — максимальная мощность двигателя; h — степень использования мощности двигателя (нажатие педали газа $[0; 1]$), устанавливаемая водителем; $M_{дв\ i}$ — выходной момент i -го двигателя; $h_g = [0, 1]$ — степень снижения использования мощности силовой установки, устанавливаемая автоматически. Алгоритм определения $\omega_{T\ i}$ приведен в работе [2].

Наряду с этим необходимо создать дополнительный тормозной стабилизирующий момент исходя из следующего принципа. Если в повороте происходит занос передних осей, что с учетом принятых положительных направлений углов β и θ_1 означает

$$\text{sgn } \beta \text{sgn } \theta_1 > 0, \quad (2)$$

и при этом $\dot{\beta} > 0$, то необходимо дополнительно подтормаживать (т. е. снижать тяговой крутящий момент) на колесах внутреннего борта. Если же в повороте возникает занос задних осей, т. е.

$$\text{sgn } \beta \text{sgn } \theta_1 < 0, \quad (3)$$

и $\dot{\beta} > 0$, то необходимо дополнительно подтормаживать колеса внешнего борта, что создает момент противовращения, исключаяю-

щий боковое скольжение. В случае, когда $\dot{\beta} \leq 0$, дополнительного стабилизирующего подтормаживания не требуется.

С учетом вышеизложенного уставку тягового момента на ведущих колесах, которые должны дополнительно подтормаживаться для создания стабилизирующего движение воздействия, определим по формуле

$$M_{дв\ i} = \frac{N_{дв\max} h h_g}{\omega_{T\ i}} - \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{T\ i}} (1 - h_g) = \frac{N_{дв\max} h}{\omega_{T\ i}} (2h_g - 1). \quad (4)$$

Если вычисленное по формуле (4) значение $M_{дв\ i} < 0$, то это означает, что на это колесо нужно подавать тормозной момент.

В случае прямолинейного движения ($|\theta_1| \leq 3^\circ$), если $\text{sgn } \beta = 1$ (отклонение вправо) и $\text{sgn } \dot{\beta} = 1$, необходимо подтормаживать колеса левого борта. Тогда тяговый момент на колесах левого борта определяется формулой (4), а на колесах правого борта — формулой (1).

Если при прямолинейном движении $\text{sgn } \beta = -1$ (отклонение влево) и $\text{sgn } \dot{\beta} = 1$, то необходимо дополнительно подтормаживать колеса правого борта. Тогда тяговый момент на колесах правого борта следует рассчитывать по формуле (4), а на колесах левого борта — по формуле (1).

При $\text{sgn } \dot{\beta} \leq 1$ дополнительного стабилизирующего подтормаживания не требуется и уставки моментов на ведущих колесах вычисляются по формуле (1).

В случае возникновения опасности блокирования колес, т. е. при $\omega_i > \omega_{T\ i}$, в формулы (1) и (4), согласно описанному в работе [2] принципу, вместо значения $\omega_{T\ i}$ необходимо подставить $\frac{\omega_i}{\omega_{T\ i}} \cdot \omega_i$.

В режиме торможения суммарный тормозной момент $M_{\text{торм}\ i}$ на i -м движителе МКМ складывается из тормозного момента $M_{\text{ТЭД/торм}\ i}$, создаваемого тяговым электродвигателем (ТЭД) в генераторном режиме, и тормозного момента $M_{\text{мех/торм}\ i}$, реализуемого за счет действия механической части системы торможения МКМ:

$$M_{\text{торм}\ i} = M_{\text{ТЭД/торм}\ i} + M_{\text{мех/торм}\ i}.$$

Суммарный тормозной момент реализуется при нажатии водителем на педаль тормоза.

Принцип формирования $M_{\text{торм}\ i}$ на всех колесах предлагается следующий. При нажатии водителем на педаль тормоза в систему

управления ТЭД поступает сигнал $h = [-1; 0]$ (при этом $h = -1$ — полное нажатие на педаль тормоза). Очевидно, что даже при максимальном уровне использования мощности на высоких скоростях движения МКМ за счет электрической части возможна реализация небольшого тормозного момента [2]. В этой связи действие электрического торможения предлагается во всем скоростном диапазоне торможения.

Момент $M_{\text{ТЭД/торм } i}$ определяют следующим образом. Если в повороте происходит занос передних осей, т. е. выполняется условие (2), то необходимо уменьшить тормозной момент на колесах внешнего борта. Если

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}} \leq M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}},$$

то для колес внутреннего борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}}, \quad (5)$$

а для колес внешнего борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (6)$$

Здесь $N_{\text{Т max}}$ — максимальная суммарная расчетная мощность, которую может рассеять ТЭД в генераторном режиме и механическая система торможения.

Если

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}} > M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}},$$

то для колес внутреннего борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}}, \quad (7)$$

а для колес внешнего борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}} h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (8)$$

Если в повороте происходит занос задних осей, т. е. условие (2) не выполняется, то необходимо уменьшить тормозной момент на колесах внутреннего борта. При

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h}{\omega_{\text{т } i}} \leq M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{т } i}}$$

для колес внешнего борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h}{\omega_{\text{т } i}}, \quad (9)$$

а для колес внутреннего борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h h_g}{\omega_{\text{т } i}}. \quad (10)$$

Если

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h}{\omega_{\text{т } i}} > M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{т } i}},$$

то для колес внешнего борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{т } i}}, \quad (11)$$

а для колес внутреннего борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}} h_g}{\omega_{\text{т } i}}. \quad (12)$$

В случае возникновения опасности блокирования колес, т. е. при $\omega_i < \omega_{\text{т } i}$, в формулы (5)–(12), согласно описанному в работе [2] принципу, вместо $\omega_{\text{т } i}$ необходимо подставить $\frac{\omega_{\text{т } i}}{\omega_i} \omega_{\text{т } i}$.

В случае прямолинейного движения ($|\theta_1| \leq 3^\circ$), если $\text{sgn } \beta = 1$ (отклонение вправо), необходимо снижать тормозной электрический момент на колесах правого борта. Тогда электрические моменты торможения рассчитываются следующим образом.

При

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h}{\omega_{\text{т } i}} \leq M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{т } i}}$$

для колес левого борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{т max}} h}{\omega_{\text{т } i}}, \quad (13)$$

а для колес правого борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (14)$$

Если

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}} > M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}},$$

то для колес левого борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}}, \quad (15)$$

а для колес правого борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}} h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (16)$$

Если $\text{sgn } \beta = -1$ (отклонение влево), то необходимо снижать тормозной электрический момент на колесах левого борта. Тогда при

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}} \leq M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}}$$

для колес правого борта тормозной момент

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}}, \quad (17)$$

а для колес левого борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (18)$$

Если

$$M_{\text{торм } i} = \frac{N_{\text{Т max}} h}{\omega_{\text{Т } i}} > M_{\text{ТЭД/торм } i}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}}$$

то для колес правого борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}}}{\omega_{\text{Т } i}}, \quad (19)$$

а для колес левого борта

$$M_{\text{ТЭД/торм } i} = \frac{N_{\text{дв max}} h_g}{\omega_{\text{Т } i}}. \quad (20)$$

В случае возникновения опасности блокирования колес, т. е. при $\omega_i < \omega_{Ti}$, в формулы (13)–(20) вместо значения ω_{Ti} следует подставить $\frac{\omega_{Ti}}{\omega_i} \omega_{Ti}$.

Если среднее значение угловых скоростей всех колес $\omega_{cp} = 0$, то

$$M_{TЭД/торм i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N_k.$$

Для определения степени снижения h_g использования мощности силовой установки воспользуемся математическим аппаратом нечетких моделей и алгоритмов управления [4–6]. Известно, что нечеткое управление основано на использовании не столько аналитических или теоретических моделей, сколько на практическом применении знаний квалифицированных специалистов 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.

Процесс настройки нечеткого регулятора содержит несколько этапов [7]. Сначала выбираем диапазоны входных и выходных сигналов, формы функций принадлежности искомым параметрам, правила нечеткого вывода, механизм логического вывода, метод дефаззификации, а также диапазоны масштабных множителей, необходимых для пересчета четких переменных в нечеткие.

Для проведения процедуры фаззификации введем входные лингвистические переменные X_1 : Модуль разности углов $|\beta| = |\theta_T - \theta_\Phi|$ направлений теоретического и фактического векторов скоростей и X_2 : Модуль скорости $|\dot{\beta}|$ изменения разности углов направлений теоретического и фактического векторов скоростей; одну выходную переменную Y_1 : Степень снижения мощности h_g , а также термы для всех лингвистических переменных: «Высокий уровень», «Средний уровень», «Низкий уровень».

Для завершения процедуры фаззификации с помощью известных методов [8] построим функцию принадлежности для каждой лингвистической переменной (рис. 2).

Следующий этап — разработка нечетких правил. Большинство нечетких систем использует продукционные правила, связывающие лингвистические переменные [9]. Совокупность таких правил описывает стратегию принятия решения, применяемую в данной задаче.

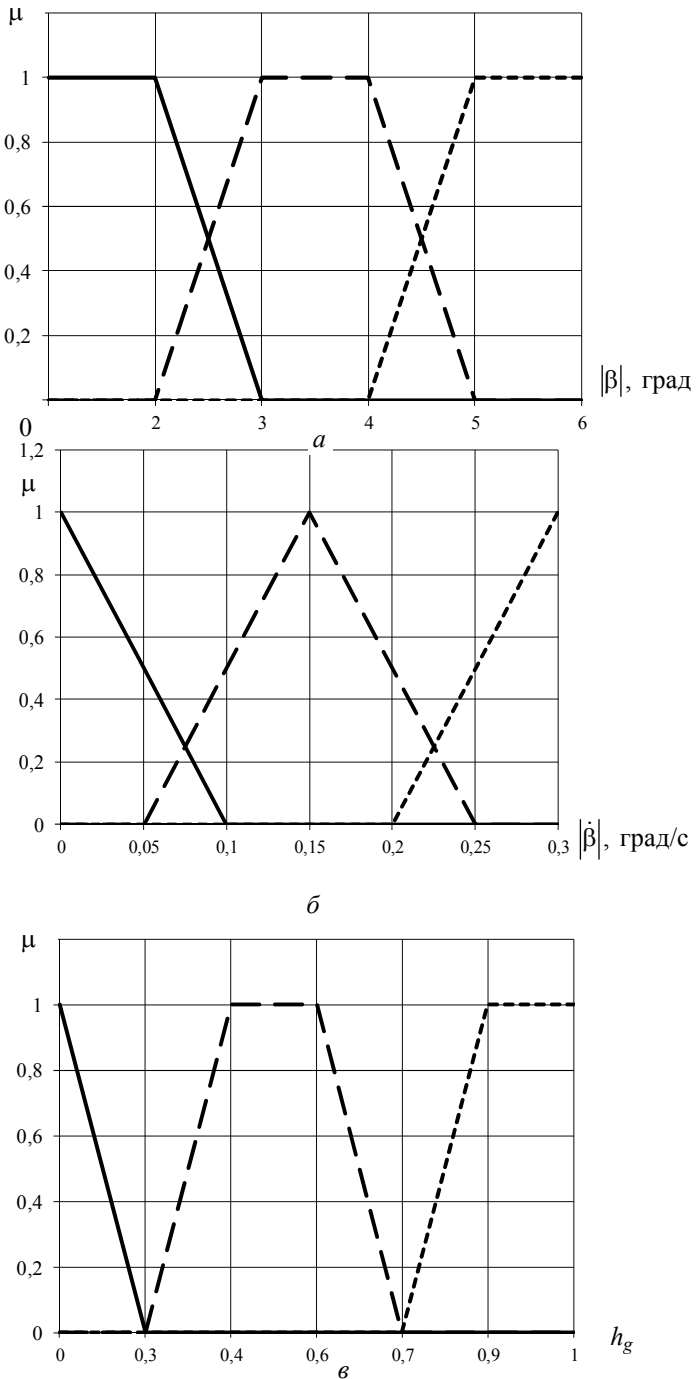


Рис. 2. Функции принадлежности входных переменных X_1 (a) и X_2 (b), а также выходной переменной Y (ϑ):

— — «низкий уровень»; — — — — «средний уровень»; - - - - — «высокий уровень»

Полный набор нечетких правил приведен в таблице.

Таблица нечетких правил для выходной переменной Y

$ \beta $	$ \beta $		
	Низкий уровень	Средний уровень	Высокий уровень
Низкий уровень	Высокий уровень	Средний уровень	Низкий уровень
Средний уровень	Средний уровень	Низкий уровень	Низкий уровень
Высокий уровень	Низкий 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 $\mu_j(X_1), \mu_j(X_2)$ — функции принадлежности по j -му правилу для входных переменных X_1 и X_2 соответственно. Такая операция взятия минимума называется импликацией [8].

Операция импликации означает «срезание» функции принадлежности $\mu_j(Y)$ (рис. 3, а). Результат операции — фигура, выделенная на рисунке заливкой.

Если множество L термов 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 [8]. Иллюстрацией этой операции для трех нечетких множеств служит рис. 3, б (результат — фигура, выделенная заливкой).

На последнем этапе необходимо осуществить переход от нечетких значений выходной величины Y к четкому числовому значению. Эта операция называется дефаззификацией (устранением нечеткости). Наиболее часто применяют дефаззификацию по методу центра тяжести [9]. При этом четкое значение определяют как проекцию центра тяжести фигуры, ограниченной функциями принадлежности выходной переменной, по формуле [8]

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^n u_i \mu(u_i)}{\sum_{i=1}^n \mu(u_i)}.$$

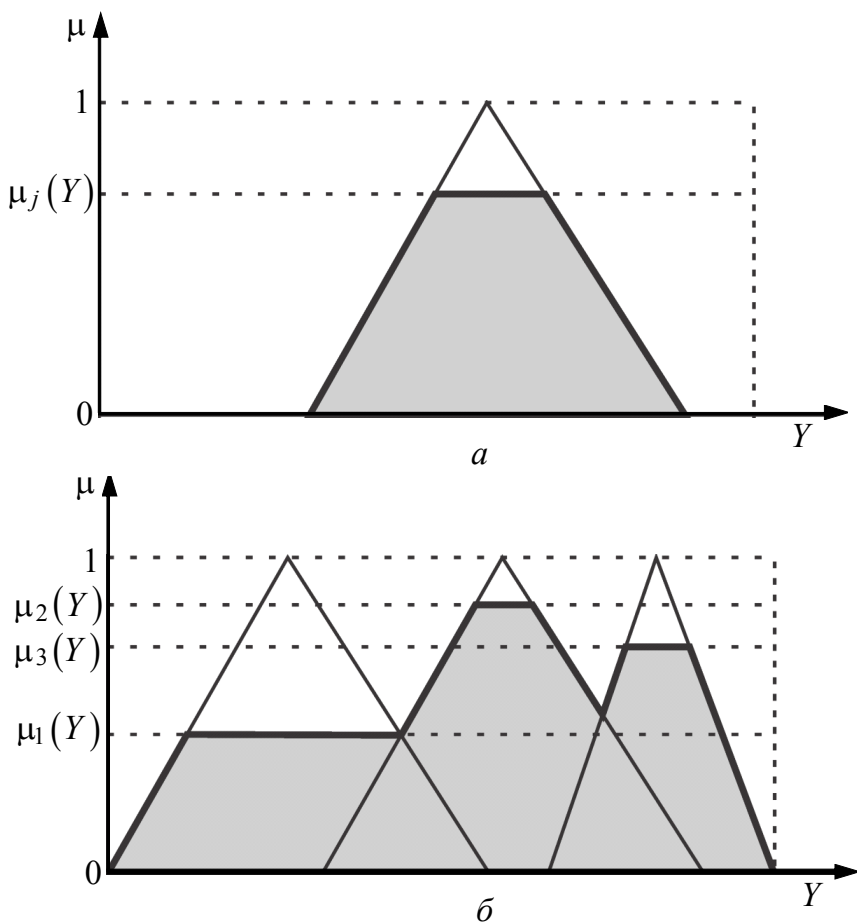


Рис. 3. Операции импликации (а) и агрегатирования (б) в нечетком выводе Мамдани

Иллюстрацией этого этапа служит рис. 4.

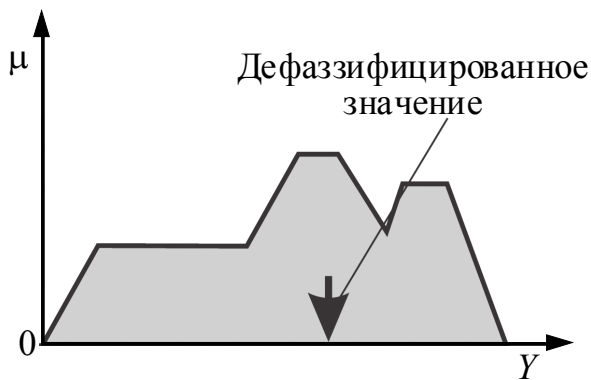


Рис. 4. Нахождение дефазифицированного выходного значения

В целях подтверждения эффективности закона распределения мощности по колесам, а также для проверки возможности организации на практике разработанной системы управления тяговыми электродвигателями были проведены теоретические исследования с помощью имитационного математического моделирования. Особенности математической модели движения МКМ рассмотрены в работах [10–12].

Ниже представлены результаты численного моделирования движения МКМ с колесной формулой 8×8 , полной массой 60 т, с подведением мощности к движителям по предложенному алгоритму и управлением тяговыми электродвигателями по моменту. Моделируется вход и движение в повороте с фиксированным радиусом $R_{\text{п}} = 21$ м. МКМ начинает двигаться со скоростью $V = 20$ км/ч на опорном основании «сухой лед» (с коэффициентом взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании $\mu_{s \max} = 0,1$), все ее колеса являются управляемыми. В качестве закона управления углом поворота колес принят закон, описанный в работе [13]. Время моделирования $t = 60$ с.

Поворот МКМ моделировали при постоянном уровне нажатия на педаль акселератора; угол поворота рулевого колеса изменялся от нуля до максимального значения в течение 1 с и далее оставался неизменным. Результаты моделирования показаны на рис. 5.

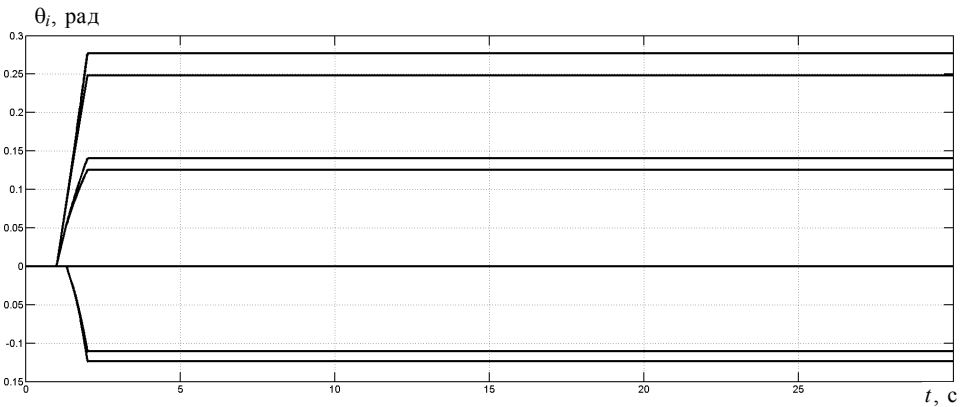


Рис. 5. Зависимости изменения угла поворота управляемых колес от времени

Для проверки работоспособности предложенного алгоритма было проведено численное моделирование движения машины без СДС (рис. 6) и с СДС (рис. 7).

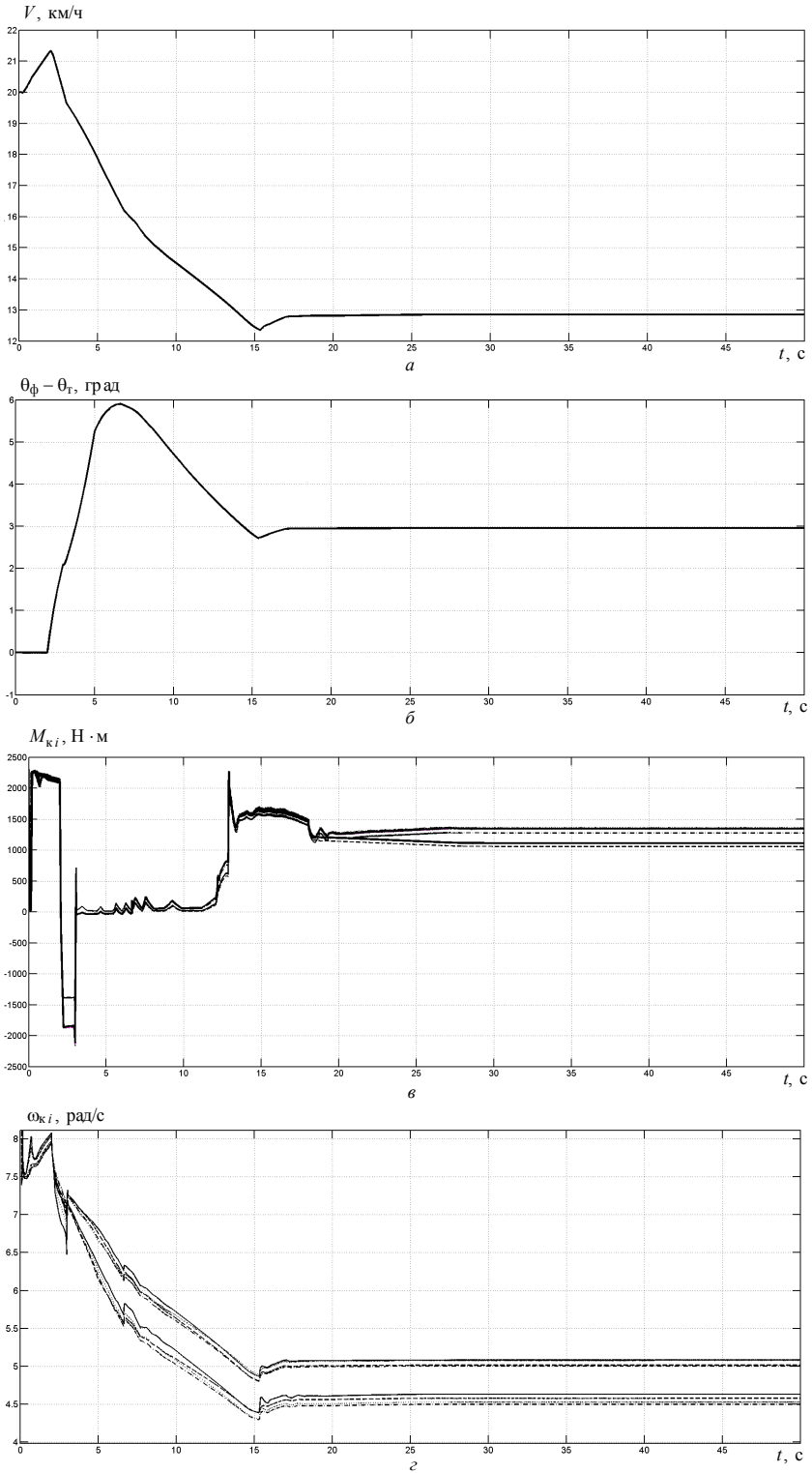


Рис. 6. Результаты моделирования движения МКМ с СДС

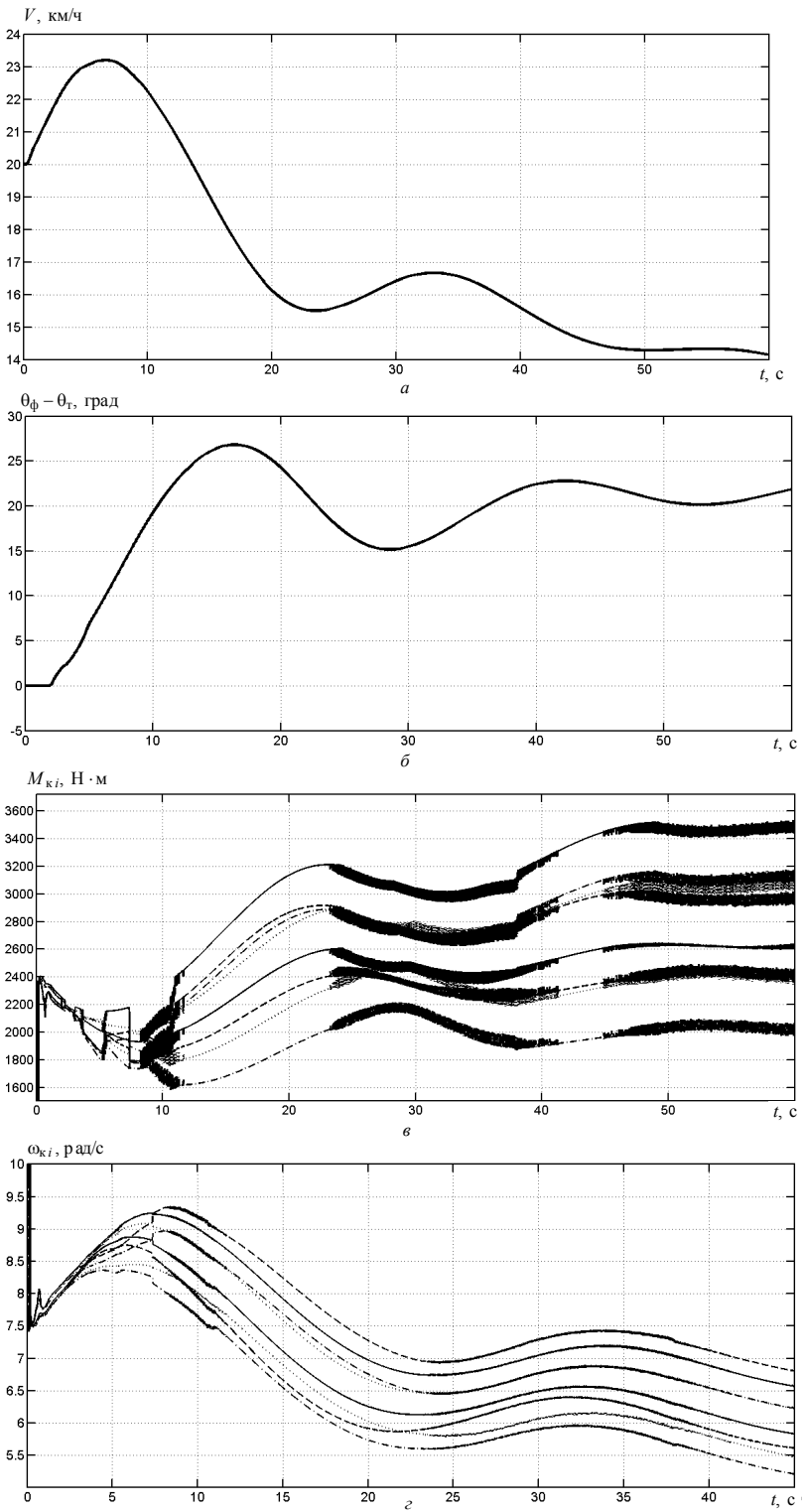
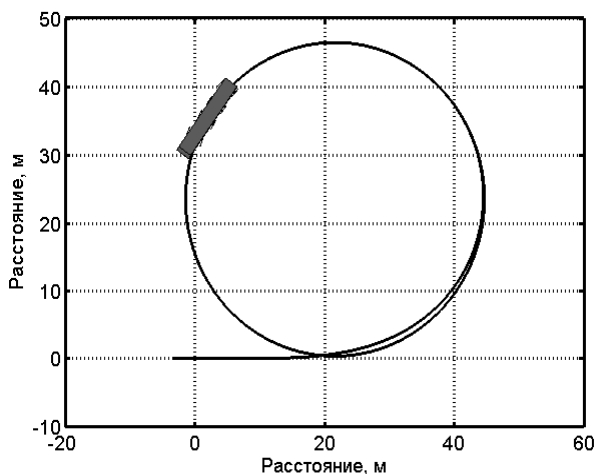


Рис. 7. Результаты моделирования движения МКМ без СДС

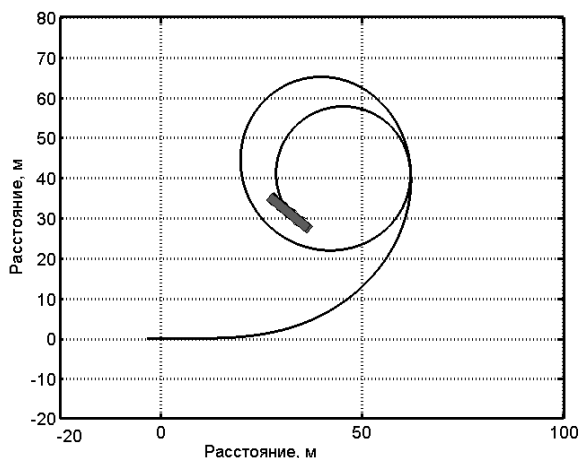
Анализ графиков, приведенных на рис. 6, показывает, что в момент входа в поворот (вторая секунда движения) система управления тяговым электроприводом автоматически затормаживает МКМ (см. рис. 6, *а* и *в*). При этом скорость выполнения маневра машины с СДС была автоматически снижена с 24 до 12,4 км/ч. Интенсивность торможения зависит от разности $\theta_{\phi} - \theta_{\tau}$ (см. рис. 6, *б*) и ее первой производной (управляющие сигналы). Далее, после затухания переходных процессов, значения управляющих сигналов стабилизируются и движение приобретает стационарный характер. Установившаяся разность углов $\theta_{\phi} - \theta_{\tau}$ составила 3°. При этом процесс торможения машины прекращается, на ведущие колеса подаются постоянные крутящие моменты (см. рис. 6, *в*) и МКМ устойчиво движется по траектории поворота с постоянной скоростью (см. рис. 6, *а* и *з*).

Анализ траекторий движения исследуемых МКМ показывает, что в случае движения с СДС (рис. 8, *а*) траектория смещается в сторону от центра поворота. Объясняется это тем, что при входе в поворот возникает занос передних осей, обусловленный большой инерционностью машины и низкими сцепными свойствами несущей поверхности. Однако МКМ остается на траектории поворота и незначительные отклонения могут быть парированы водителем путем подруливания. В случае движения без СДС (рис. 8, *б*) произошла полная потеря устойчивости, машина сошла с траектории и возврат на нее в этом случае становится невозможным, а движение неуправляемым.

Таким образом, разработан алгоритм работы системы динамической стабилизации, при котором путем изменения крутящих моментов на ведущих колесах создается стабилизирующий момент, действующий на МКМ. Численное моделирование показало, что предложенный алгоритм работоспособен и эффективен, обеспечивает курсовую и траекторную устойчивость МКМ в повороте на опорных поверхностях с низкими сцепными качествами.



а



б

Рис. 8. Траектория движения на льду МКМ с СДС (а) и без нее (б)

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Белоусов Б.Н., Попов С.Д. *Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет.* Белоусов Б.Н., ред. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006, 728 с.
- [2] Горелов В.А., Жилейкин М.М., Ловцов А.Н., Шинкаренко В.А. Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин. *Известия вузов. Сер. Машиностроение.* Москва, 2013, № 9, с. 56–66.
- [3] Марохин С.М. *Прогнозирование характеристик подвижности спецавтомобиля, оснащенного системами активной безопасности.* Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2005, 16 с.
- [4] Леоненков А.Ю. *Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech.* Санкт-Петербург, БХВ, 2003, 720 с.

- [5] Мелихов А.Н., Бернштейн Л.С., Коровин С.Я. *Ситуационные советующие системы с нечеткой логикой*. Москва, Наука, 1990, 272 с.
- [6] Алиев Р.А., Церковный А.Э., Мамедова Г.А. *Управление производством при нечеткой исходной информации*. Москва, Энергоиздат, 1991, 234 с.
- [7] Feng H.M. Aselftuning Fuzzy Control System Design. *IFSA World Congress and 20th NAFIPS International Conference, 25–28 July, 2001*. Vancouver, 2001, vol. 1, pp. 209–214.
- [8] Штовба С.Д. *Проектирование нечетких систем средствами MATLAB*. Москва, Горячая линия – Телеком, 2007, 288 с.
- [9] Гриняев С.В. Нечеткая логика в системах управления [электронный ресурс]. *Компьютерра*. URL: <http://www.computerra.ru/offline/2001/415/13052/> (опубликовано 8.10.2001).
- [10] Котиев Г.О., Сарач Е.Б. *Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 184 с.
- [11] Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6 при различных законах управления поворотом колес задней оси. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*. Москва, 2008, № 1, с. 44–55.
- [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 АИИ*, 2009, № 2, с. 34–40.
- [13] Горелов В.А., Масленников Л.А., Тропин С.Л. Прогнозирование характеристик криволинейного движения многоосной колесной машины при различных законах всеколесного рулевого управления [Электронный ресурс]. *Наука и образование: электронное научно-техническое издание*, 2012, вып. 05. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/403845.html>

Статья поступила в редакцию 11.10.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Горелов В.А., Жилейкин М.М., Шинкаренко В.А. Разработка закона динамической стабилизации многоосной колесной машины с индивидуальным приводом движителей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1029.html>

Горелов Василий Александрович — д-р техн. наук, доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, старший научный сотрудник НИИ «Специального машиностроения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 36 научных работ в области математического моделирования систем колесных машин. e-mail: gvas@mail.ru

Жилейкин Михаил Михайлович — д-р техн. наук, доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, старший научный сотрудник НИИ «Специального машиностроения» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 36 научных работ в области математического моделирования систем колесных машин. e-mail: jileykin_m@mail.ru

Шинкаренко Владимир Александрович — инженер ОАО «КамАЗ». Автор одной научной работы в области математического моделирования систем колесных машин. e-mail: Vladimir.Shinkarenko@kamaz.org