

В. П. Волков¹
И. В. Грицук²
В. П. Кужель³
Т. В. Волкова¹
Н. Г. Бережная⁴

АЛГОРИТМ ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСОВОГО УГЛА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Херсонская государственная морская академия

³Винницкий национальный технический университет

⁴Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Как известно радикальным средством, которое обеспечивает исключение заноса транспортного средства (ТС) при торможении, является применение таких комплексных автоматических систем активной безопасности как антиблокировочная система торможения (ABS), усилитель экстренного торможения, система контроля тягового усилия (TRC), электронная система распределения тормозного усилия (EBD), система курсовой устойчивости (VSC), система контроля давления в шинах (TPWS), тормозная система с электронным управлением (ECB), электрический усилитель рулевого управления (EPS), интегрированная система управления динамическими характеристиками ТС (VDIM). Также стабильное положение транспортного средства при движении на дороге обеспечивается комплексом автоматических устройств (например, системой динамической стабилизации, антиблокировочной и противобуксировочной системами и др.). Большинство случаев нарушения стабильного положения транспортного средства на дороге связано с процессом его торможения. В статье рассмотрен альтернативный подход к стабилизации положения транспортного средства на дороге при торможении за счет другого подхода к управлению его тормозной системой. Предложено математическое описание и схемы положения транспортного средства в процессе торможения. Устойчивость положения транспортного средства обеспечивается растормаживанием задних колес, или растормаживанием одного из задних колес (внутреннего по отношению к направлению заноса), за счет работы системы динамической стабилизации курсового угла. Растормаживание задних колес при начальном заносе в процессе торможения позволяет стабилизировать курсовой угол транспортного средства (при полном растормаживании задних колес время стабилизации минимально). При этом происходит значительное снижение эффективности торможения транспортного средства, поскольку тормозными есть только передние колеса. Растормаживание только одного заднего колеса позволяет обеспечить одинаковую продолжительность переходного процесса при наиболее высокой эффективности торможения транспортного средства. На примере условного транспортного средства выполнен сравнительный анализ эффективности применения способов динамической стабилизации курсового угла растормаживанием одного и двух задних колес.

Ключевые слова: транспортное средство, устойчивость, стабильность, процесс торможения, динамическая стабилизация, нелинейные колебания, угол заноса.

Введение

Проблеме обеспечения устойчивости транспортного средства при движении на дороге в процессе торможения посвящены известные работы [1, 2, 3]. Известны следующие способы гашения заноса ТС: освобождение колёс от окружной (касательной) силы; поворот управляемых колёс ТС в сторону заноса. Авторы указанных работ [1, 2, 3] увязывают рассматриваемые случаи заноса с торможением ТС. Поэтому предлагаются следующие способы по борьбе с заносом [1, 2, 3]: прекращение торможения в процессе заноса ТС; доведение передних колёс до грани блокирования.

Формулировка цели исследования

Целью работы является оценка возможности обеспечения устойчивости ТС при движении на дороге в процессе торможения растормаживанием его колес за счет работы системы динамической стабилизации курсового угла.

Актуальность проблемы и анализ последних исследований

При оценке возможности гашения заноса автор работы [2] рассматривает критическую угловую

скорость ТС как:

$$\omega_{кр} = \frac{g \cdot \phi}{V}. \quad (1)$$

При превышении действительной угловой скорости критического значения $\omega_{кр}$ развитие заноса предотвратить не удаётся даже при полном прекращении торможения и повороте рулевого колёса ТС в сторону заноса. Установлено, что при $i_z = \sqrt{ab}$ ТС не реагирует на поворот рулевого колеса при начавшемся заносе. Очевидно, что эффективное гашение заноса ТС возможно в случае применения автоматических устройств, обладающих большим быстродействием по сравнению с водителем.

В последние годы появились ТС, оснащённые специальными системами динамической стабилизации курсового угла ТС как при торможении, так и при других режимах движения. Эти системы используют возможность отдельного торможения колёс различных бортов ТС для создания стабилизирующих моментов. Существуют системы и подсистемы, позволяющие создавать стабилизирующие моменты до появления заноса путём регулирования распределения тормозных сил между колёсами и бортами ТС. Радикальным средством, исключающим занос ТС при торможении, является применение таких комплексных автоматических систем активной безопасности, как антиблокировочная система торможения (ABS), усилитель экстренного торможения (BA), система контроля тягового усилия (TRC), электронная система распределения тормозного усилия (EBD), система курсовой устойчивости (VSC), система контроля давления в шинах (TPWS), тормозная система с электронным управлением (ECB), электрический усилитель руля (EPS), интегрированная система управления динамическими характеристиками ТС (VDIM), некоторыми из которых с 2014 года должны оборудоваться все выпускаемые ТС [4]. Однако этими системами оборудованы ещё не все ТС, из-за их относительно высокой стоимости. Поэтому необходимо находить альтернативные способы стабилизации положения ТС на дороге при торможении.

Результаты исследований

На наш взгляд, возможны следующие принципы работы системы динамической стабилизации курсового угла при заносе автомобиля в процессе торможения: растормаживание задних колёс ТС; растормаживание одного из задних колёс (внутреннего по отношению к направлению заноса); растормаживание одного из передних колёс ТС; растормаживание колёс одного борта ТС; незначительное растормаживание передних колёс ТС. Известно, что одновременное блокирование колёс ТС не исключает появления заноса при торможении, а только снижает его интенсивность по сравнению с опережающим блокированием задних колёс. Создание различных касательных реакций на колёсах управляемого (переднего) моста ТС нарушает равновесие рулевой трапеции, что может привести к неуправляемому повороту колёс [5]. Поэтому динамическую стабилизацию целесообразно осуществлять только за счёт растормаживания одного из задних колёс ТС. Можно предположить, что процесс регулирования в этом случае будет устойчивым, поскольку исследованиями выявлено, что неравномерность задних тормозных механизмов оказывает меньшее влияние на устойчивость ТС при торможении, чем неравномерность передних. На передней оси, наоборот, необходимо обеспечить стабильное равное распределение тормозных сил между колёсами, поскольку именно неравномерность тормозных сил на передних колёсах и является причиной появления заноса ТС. Для решения этой задачи мы рекомендуем устройство автоматического выравнивания тормозных моментов на колёсах одной оси ТС (рис. 1–2).

Для переднеприводных легковых ТС перспективным способом динамической стабилизации курсового угла в общем случае движения может быть сочетание затормаживания заднего наружного (по отношению к направлению заноса) колеса и увеличение тягового усилия на передних ведущих колёсах. Одновременное доведение передних и задних колёс ТС до грани блокирования и последующая их блокировка не исключают заноса ТС. Одним из способов стабилизации курсового угла ТС при торможении с заблокированными задними колёсами и угловом смещении его продольной оси является растормаживание колёс задней оси [6, 7, 8, 9, 10].

Дифференциальное уравнение углового движения ТС в таком случае имеет вид:

$$\ddot{\psi} = \frac{\phi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta \right)} \times \left\{ \frac{a}{L} \cdot (\beta_{uo} - \Delta\beta) \cdot \psi - \sqrt{\Delta\beta \cdot \left[\Delta\beta \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} \cdot (1 - \beta_{uo}) \right]} \right\}. \quad (2)$$

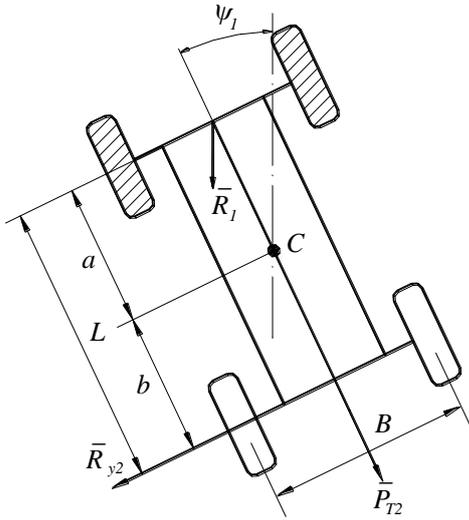


Рис. 1 – Схема сил, действующих на ТС в момент времени $\tau_{зан}$ при растормаживании задних колес (заблокированные колёса заштрихованы)

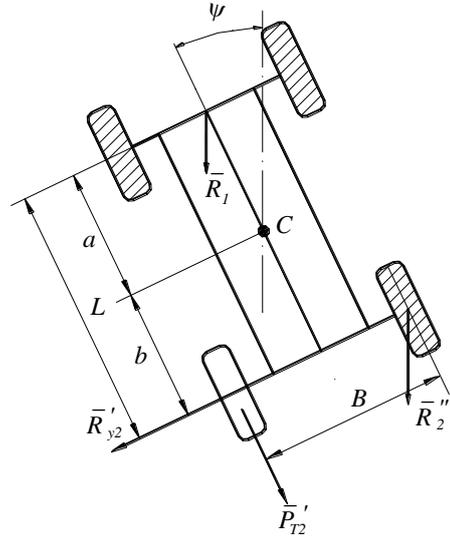


Рис. 2 – Схема сил, действующих на ТС при растормаживании одного из задних колес (заблокированные колёса заштрихованы)

Уравнение (2) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка с правой частью. Нелинейность проявляется при сухом трении (рис. 1), которое сопровождается изменением направления действия реакции \bar{R}_{y2} на противоположное при изменении знака угла ψ на противоположный (после прохождения автомобилем положения равновесия в процессе стабилизации курсового угла). Поэтому, с учётом возможного изменения знака курсового угла ψ , уравнение (2) следует записать (используя булеву алгебру):

$$\ddot{\psi} = \frac{\phi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)} \times \left\{ \frac{a}{L} (\beta_{уд} - \Delta\beta) \psi - \text{Sign}(\psi) \sqrt{\Delta\beta \left[\Delta\beta \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} (1 - \beta_{уд}) \right]} \right\} \quad (3)$$

или вводя коэффициенты:

$$\ddot{\psi} - W_1 \cdot W_2 \cdot \psi = -\text{Sign}(\psi) \cdot W_1 \cdot W_3;$$

$$W_1 = \frac{\phi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)}, \quad W_2 = \frac{a}{L} \cdot (\beta_{уд} - \Delta\beta), \quad W_3 = \sqrt{\Delta\beta \cdot \left[\Delta\beta \cdot \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} \cdot (1 - \beta_{уд}) \right]}. \quad (4)$$

Уравнение (4) описывает нелинейные колебания [11]. Движение системы при указанных колебаниях является негармоническим, хотя и периодическим [12]. Для случая постоянного трения между двумя сухими поверхностями (сухого трения) при постоянном давлении (в данном случае вертикальной нагрузке на колёса) период колебания имеет то же самое значение, что и в случае свободных колебаний (без сил сопротивления). Амплитуда убывает по закону арифметической прогрессии. Решим (4) на отрезке времени, за который происходит изменение курсового угла от величины ψ_1 до нуля. Краевыми условиями в данном случае будут: $\tau = 0$; $\psi = \psi_1$; $\dot{\psi} = \dot{\psi}_1$. Угловое ускорение автомобиля:

$$\ddot{\psi} = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(W_1 W_2 + \frac{\phi \sqrt{g \cdot h \cdot W_1 \cdot W_2}}{i_z} \right) - W_1 W_3 \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) + \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(W_1 W_2 - \frac{\phi \sqrt{g h W_1 W_2}}{i_z} \right) - W_1 W_3 \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau). \quad (5)$$

Угловая скорость поворота автомобиля:

$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} = \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} + \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \cdot \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) - \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} - \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau). \quad (6)$$

После растормаживания задних колёс появляются стабилизирующие силы и моменты, которые стремятся вернуть ТС в нейтральное положение. Однако в процессе возврата продольной оси автомобиля в нейтральное положение происходит увеличение угловой скорости, что приводит к отклонению курсового угла автомобиля в противоположную сторону от заданного направления движения и появлению колебательного движения в плоскости дороги (рысканье).

Поэтому для оценки качества процесса динамической стабилизации определим два его этапа: от момента появления заноса ($\tau = \tau_{зан}$) до возврата продольной оси в нейтральное (исходное) положение ($\tau = \tau_{стаб}$); от момента времени $\tau_{стаб}$ до момента времени, соответствующего прекращению колебаний курсового угла ψ (прекращения рыскания) [13, 14].

Определим время $\tau_{стаб}$ стабилизации курсового угла автомобиля после растормаживания задних колёс. Приравняем к нулю правую часть (5) и выразим его относительно $\exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau)$. Имеем:

$$\exp(2\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau_{стаб}) + \frac{2}{\psi_1 \left(1 + \frac{\varphi}{i_z} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot h}}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1} \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau_{стаб}) + \frac{\psi_1 \left(1 - \frac{\varphi}{i_z} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot h}}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1}{\psi_1 \left(1 + \frac{\varphi}{i_z} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot h}}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1} = 0 \quad (7)$$

Решение уравнения:

$$\exp(\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau_{стаб}) = \frac{1 + \sqrt{\frac{W_2^2}{W_3^2} \cdot \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \cdot \frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2} - 1 \right)} \cdot \psi_1^2 + 2\psi_1 \cdot \frac{W_2}{W_3}}{1 - \frac{W_2}{W_3} \cdot \left(\frac{\varphi}{i_z} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot h}}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} + 1 \right) \cdot \psi_1}. \quad (8)$$

Откуда получим:

$$\tau_{стаб} = \frac{1}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} \times \ln \left| \frac{1 + \sqrt{\frac{W_2^2}{W_3^2} \cdot \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \cdot \frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2} - 1 \right)} \cdot \psi_1^2 + 2\psi_1 \cdot \frac{W_2}{W_3}}{1 - \frac{W_2}{W_3} \cdot \left(\frac{\varphi}{i_z} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot h}}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} + 1 \right) \cdot \psi_1} \right|. \quad (9)$$

На рис. 3 приведены графики изменения параметров ψ ; $\dot{\psi}$; $\ddot{\psi}$ на первом этапе процесса стабилизации курсового угла ($\tau_{зан} \leq \tau \leq \tau_{стаб}$) для легкового автомобиля, принятого в качестве примера. В этом случае $\tau_{стаб} - \tau_{зан} = 0,7с$. Анализ графиков, приведённых на рис. 3 показывает, что после того, как значение ψ становится равным нулю ($\tau > \tau_{стаб}$) возможен разворот автомобиля в сторону, противоположную первоначальному направлению заноса.

Это обусловлено тем, что в момент стабилизации курсового угла ($\psi = 0$) угловая скорость поворота автомобиля приобретает отрицательные значения (рис. 3, 4). Если время торможения T значительно больше $\tau_{стаб}$ (торможение происходит от начальной высокой скорости), то это может привести к рысканию автомобиля.

Угловую скорость $\dot{\psi}_2$ поворота автомобиля при $\tau = \tau_{стаб}$ определим, подставляя выражение (9) в уравнение (6). После преобразований получим

$$\dot{\psi}_2 = -\psi_1 \sqrt{W_1 W_2} \times \frac{\frac{W_2}{W_3} \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 \right) \psi_1 + 2 + \sqrt{\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 + \frac{2}{\psi_1} \frac{W_3}{W_2}}}{1 + \frac{W_2}{W_3} \psi_1 \sqrt{\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 + \frac{2}{\psi_1} \frac{W_3}{W_2}}}. \quad (10)$$

Из выражения (10) видно, что величина $\dot{\psi}_2$ отрицательна при любом сочетании параметров, т.е. подбором величин W_1, W_2, W_3 невозможно получить $\dot{\psi}_2 = 0$. Поэтому наиболее рациональным является

выполнение равенства

$$T - \Delta\tau = \tau_{\text{зан}} + \tau_{\text{стаб}}, \quad (11)$$

где $\Delta\tau$ – промежуток времени от начала торможения до момента появления заноса.

Выполнение условия (15) возможно при определённом сочетании параметров W_1, W_2, W_3 , зависящих как от параметров ТЗ, коэффициента сцепления ϕ , так и от величины $\Delta\beta$. Если не удаётся выполнить условие (11), то при $T \gg \tau_{\text{стаб}}$ возникает рыскание ТС.

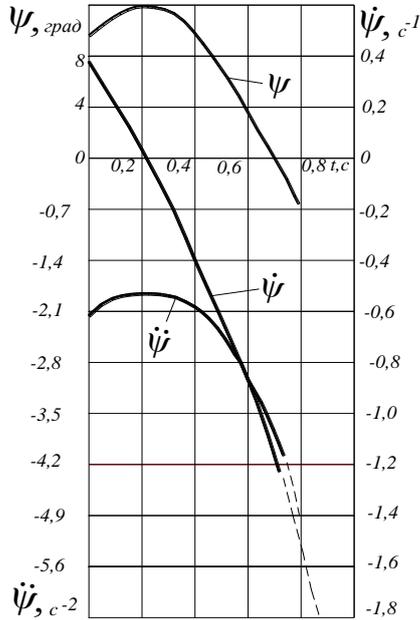


Рис. 3. Изменение кинематических параметров легкового ТС ($\phi=0,8$; $a=b=1\text{м}$; $\beta_{\text{ио}}=0,7$; $L=2\text{м}$; $\Delta\beta=-0,1$; $h=0,5\text{м}$; $i_z=0,8\text{м}$) при растормаживании задних колёс после появления заноса ($\Psi_1=10^\circ$; $\dot{\psi}_1=0,385\text{с}^{-1}$)

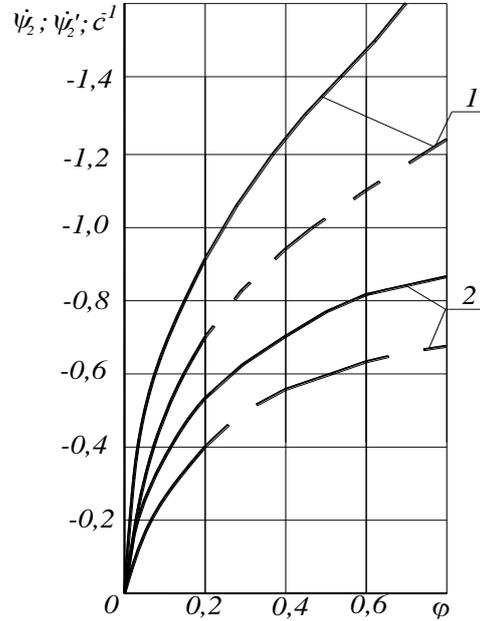


Рис. 4- Зависимость $\dot{\psi}_2 = \dot{\psi}_2(\phi)$ для условного ТС при растормаживании двух колёс задней оси (---) и одного заднего колеса (—); 1 – при $\psi_1 = 10^\circ$ (0,174 рад); 2 – при $\psi_1 = 3^\circ$ (0,053 рад)

Для описания изменения курсового угла ψ ТЗ в процессе появления рыскания последнего необходимо решить уравнение (4) с учётом изменения направления износа. Решение (4) для произвольной полуволны колебаний имеет вид:

$$\psi = \text{Sign}(\psi) \cdot \frac{W_3}{W_2} + \frac{1}{2} \cdot \left[\psi_H + \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} - \text{Sign}(\psi) \cdot \frac{W_3}{W_2} \right] \times \exp(\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau) + \frac{1}{2} \cdot \left[\psi_H - \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} - \text{Sign}(\psi) \cdot \frac{W_3}{W_2} \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau) \quad (12)$$

Угловая скорость автомобиля

$$\dot{\psi} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \left[\psi_H \sqrt{W_1 W_2} + \dot{\psi}_H - \text{Sign}(\psi) \cdot W_3 \cdot \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) - \left[\psi_H \sqrt{W_1 W_2} - \dot{\psi}_H - \text{Sign}(\psi) W_3 \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \right\} \quad (13)$$

Угловое ускорение

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \left[\psi_H W_1 W_2 + \dot{\psi}_H \sqrt{W_1 W_2} - \text{Sign}(\psi) W_1 W_3 \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \tau) + \left[\psi_H W_1 W_2 - \dot{\psi}_H \sqrt{W_1 W_2} - \text{Sign}(\psi) W_1 W_3 \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \right\}, \quad (14)$$

где $\psi_H, \dot{\psi}_H$ – начальные угловое смещение и скорость

В уравнениях (13), (14), (15) для начала каждой полуволны принимается $\tau = 0$. Определение курсового угла ψ при рыскании ТС можно производить с помощью уравнения (13) методом «припасовывания». Решение заключается в том, что в конце каждого промежутка времени, соответствующего заносу автомобиля в одну сторону, производится расчёт величин ψ и $\dot{\psi}$. При

проходженні нейтрального положення параметри $\psi = \psi_n$ і $\dot{\psi} = \dot{\psi}_n$ приймаються в якості початкових в рівняннях (12), (13), (14) і відбувається зміна знаку перед коефіцієнтом W_3 вказаних залежностей.

Растормаживание задних колёс при начавшемся заносе в процессе торможения позволяет стабилизировать курсовой угол ТС. При полном растормаживании задних колёс время стабилизации $\tau_{стаб}$ минимально. При этом происходит значительное снижение эффективности торможения ТС, поскольку тормозящими являются только передние колёса. На рис. 2 приведена схема сил, действующих на ТС при растормаживании одного заднего колеса в процессе заноса. Растормаживание заднего колеса происходит при отклонении продольной оси ТС на угол ψ от заданного направления движения. Уравнение динамики вращательного движения автомобиля.

$$I_z \frac{d^2\psi}{dt^2} = R_1 a \sin \psi - R_{y2} b - P'_{T2} \frac{B}{2} - R_2'' \frac{B}{2} \cos \psi - R_2'' b \sin \psi, \quad (15)$$

где R_2'' – суммарная реакция в плоскости дороги на заднем заблокированном колесе; P'_{T2} ; P''_{T2} – тормозные силы на колёсах задней оси (внутреннем и наружном по отношению к направлению заноса соответственно).

Если предположить, что до растормаживания заднего колеса все колёса ТС были заблокированы, то

$$P_{T2} = \phi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2}, \quad (16)$$

где ΔP_{T2} – уменьшение тормозной силы на заднем внутреннем колесе.

Вертикальные реакции на колёсах передней (R_{z1}) и задней (R_{z2}) осей:

$$R_{z1} = G \cdot \left(\frac{b}{L} + m_x \cdot \phi \cdot \frac{h}{L} \right); \quad R_{z2} = G \cdot \left(\frac{a}{L} - m_x \cdot \phi \cdot \frac{h}{L} \right), \quad (17)$$

где m_x – коэффициент использования сцепного веса ТС при торможении (тангенциальный), для данного случая

$$m_x = \frac{\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} - \Delta\beta}. \quad (18)$$

Боковая сила на задней оси, возникающая после растормаживания одного колеса,

$$R_{y2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \phi^2 \cdot R_{z2}^2 - (P'_{T2})^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \phi^2 \cdot R_{z2}^2 - \left(\frac{1}{2} \phi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2} \right)^2} = \sqrt{\Delta P_{T2} (\phi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2})}. \quad (19)$$

Действительный коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось при растормаживании заднего внутреннего колеса

$$\beta_o = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + \phi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2}} = \frac{\phi \cdot R_{z1}}{\phi \cdot G - \Delta P_{T2}}. \quad (20)$$

Отклонение от идеального действительного распределения тормозных сил

$$\Delta\beta = \beta_{uo} - \frac{\phi \cdot R_{z1}}{\phi \cdot G - \Delta P_{T2}}. \quad (21)$$

Решая совместно уравнения (20) и (21), получим

$$\Delta P_{T2} = - \frac{\phi \cdot G \cdot \Delta\beta}{\frac{b}{L} - \Delta\beta}. \quad (22)$$

После подстановки (20) и (21) в (19) последнее выражение с учётом (22) примет следующий вид:

$$R_{y2} = \frac{\phi \cdot G}{\frac{b}{L} - \Delta\beta} \times \sqrt{-\Delta\beta \cdot \frac{b}{L} (1 - \beta_{uo} + \Delta\beta)}. \quad (23)$$

Подкоренное выражение в уравнении (23) не отрицательно, поскольку $\Delta\beta < 0$. Зависимость (14), с учётом полученных соотношений (15), (22), (23) и

$$R_1 \approx \varphi \cdot R_{z1}, \quad (24)$$

примет вид

$$\ddot{\psi} = \frac{\phi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta \right)} \cdot \left\{ \left[\frac{a}{L} (\beta_{u0} - 0,5\Delta\beta) - 0,5 \frac{b}{L} (1 - \beta_{u0}) \right] \psi + \frac{B}{2b} \Delta\beta - \sqrt{-\Delta\beta \frac{b}{L} (1 - \beta_{u0} + \Delta\beta)} \right\}. \quad (25)$$

Выражение (25) можно записать

$$\ddot{\psi} - W'_1 \cdot W'_2 \cdot \psi = W'_1 \cdot (W_4 - W'_3), \quad (26)$$

где W'_1 ; W'_2 ; W'_3 ; W_4 – коэффициенты,

$$W'_1 = \frac{q \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta \right)}; \quad W'_2 = \frac{a}{L} (\beta_{u0} - 0,5\Delta\beta) - 0,5 \frac{b}{L} (1 - \beta_{u0}); \quad (27)$$

$$W'_3 = \sqrt{-\Delta\beta \frac{b}{L} (1 - \beta_{u0} + \Delta\beta)}; \quad W_4 = \frac{B}{2b} \cdot \Delta\beta. \quad (28)$$

Слагаемое W'_3 моделирует нелинейность типа сухого трения, т.е. при изменении направления заноса (изменении знака угла ψ на противоположный) должно изменить свой знак на противоположный. Если не менять между собой заторможенное и расторможенное колёса задней оси, то знак коэффициента W_4 не меняется при изменении знака угла ψ . Решая уравнение (25) с учётом вышеприведенного, получим:

$$\begin{aligned} \psi = & -\frac{W_4}{W'_2} + \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} + \\ & + \frac{1}{2} \left[\psi_H + \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W'_1 W'_2}} + \frac{W_4}{W'_2} - \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} \right] \times \exp(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) + \\ & + \frac{1}{2} \left[\psi_H - \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W'_1 W'_2}} + \frac{W_4}{W'_2} - \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} \right] \times \exp(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) \end{aligned} \quad (29)$$

где $\psi_H, \dot{\psi}_H$ – начальные (к моменту времени растормаживания заднего внутреннего колеса) курсовой угол и угловая скорость поворота автомобиля.

Угловая скорость поворота автомобиля

$$\begin{aligned} \dot{\psi} = & \frac{1}{2} \left[\psi_H \sqrt{W'_1 W'_2} + \dot{\psi}_H + W_4 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_3}} - \text{Sign}(\psi) W'_3 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} \right] \cdot \exp(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) - \\ & - \frac{1}{2} \left[\psi_H \sqrt{W'_1 W'_2} - \dot{\psi}_H + W_4 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} - \text{Sign}(\psi) W'_3 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} \right] \cdot \exp(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) \end{aligned} \quad (30)$$

Угловое ускорение автомобиля

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & \frac{1}{2} \left\{ \left[\psi_H W'_1 W'_2 + \dot{\psi}_H \sqrt{W'_1 W'_2} - \text{Sign}(\psi) W'_1 W'_3 \right] \exp(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) + \right. \\ & \left. \left[\psi_H W'_1 W'_2 - \dot{\psi}_H \sqrt{W'_1 W'_2} + W_4 W'_1 - \text{Sign}(\psi) W'_1 W'_3 \right] \exp(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau) \right\}. \end{aligned} \quad (31)$$

Процесс движения автомобиля в плоскости дороги при растормаживании заднего внутреннего колеса является колебательным; причём колебания являются незатухающими. Растормаживание только одного заднего колеса (расположенного на борту, противоположном направлению заноса) позволяет обеспечить ту же длительность переходного процесса при более высокой эффективности

торможения ТС. Наиболее эффективным является способ регулирования, обеспечивающий наименьшее время стабилизации курсового угла, наименьшую колебательность процесса регулирования и наибольшее замедление ТС. Сравнение будем проводить на примере условного легкового ТС, имеющего следующие параметры: $a = b = 1$ м; $L = 2$ м; $B = 1,3$ м; $h = 0,5$ м; $i_z = 0,8$ м в диапазоне изменения значений коэффициента сцепления ϕ колёс с дорогой $[0,2; 0,8]$. Очевидно, что время стабилизации курсового угла ТС $\tau_{стаб}$ будет наименьшим при полном растормаживании одного или двух колёс. При полном растормаживании двух задних колёс ($\beta_0 = 1$)

$$\Delta\beta_{\min} = \beta_{uo} - 1 = \frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L} - 1 = -\left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}\right). \quad (32)$$

Определим $\Delta\beta_{\min}$ для случая полного растормаживания одного заднего колеса. Вертикальные реакции на колёсах передней и задней осей автомобиля при торможении с заблокированными передними и задним колесом (второе заднее колесо не заторможено)

$$R_{z1} = G \cdot \frac{b}{L} + (R_{z1} + 0,5 \cdot R_{z2}) \cdot \phi \cdot \frac{h}{L}; R_{z2} = G \cdot \frac{a}{L} - (R_{z1} + 0,5 \cdot R_{z2}) \cdot \phi \cdot \frac{h}{L}. \quad (33)$$

Действительный коэффициент распределения тормозных сил между осями, соответствующий указанному случаю

$$\beta_n = \frac{R_{z1}}{R_{z1} + 0,5 \cdot R_{z2}}. \quad (34)$$

Совместное решение уравнений (32), (33), (34) позволило определить

$$\beta_0 = \frac{\frac{b}{L} + \beta_{uo}}{\frac{b}{L} + 1} = \frac{2 \cdot \frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L}}{\frac{b}{L} + 1}; \Delta\beta_{\min} = -\frac{\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + 1} \cdot (1 - \beta_{uo}) = -\frac{\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + 1} \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}\right). \quad (35)$$

Предельные значения коэффициентов $W_1; W_2; W_3; W'_1; W'_2; W'_3; W_4$ с учетом [3, 10]. В результате получим:

$$W_1 = \frac{\phi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(1 - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)}; W_2 = \frac{a}{L}; W_3 = \frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}; W'_1 = \frac{\phi \cdot g \cdot L \cdot \left(1 + \frac{b}{L}\right)}{i_z^2 \cdot \left(2 - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)}; W'_2 = \frac{\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L} - \frac{b^2}{L^2}}{1 + \frac{b}{L}}; \quad (36)$$

$$W'_3 = \frac{\frac{b}{L}}{1 + \frac{b}{L}} \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}\right); W_4 = -\frac{\frac{B}{2L}}{1 + \frac{b}{L}} \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}\right). \quad (37)$$

Подставляя выражения (37) в уравнение (9), получим (39).

$$\tau_{стаб} = \tau_{зап} + \frac{i_z}{\sqrt{\phi \cdot g \cdot L}} \sqrt{\frac{1 - \phi \cdot \frac{h}{L}}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L}}} \times \left[1 + \sqrt{\frac{\frac{a^2}{L^2}}{\left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)^2}} \left[\frac{\phi \cdot \frac{h}{L} \cdot \left(1 - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L}} - 1 \right] \cdot \psi_1^2 + 2\psi_1 \cdot \frac{\frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}} \right] \times \ln \left[\frac{1 - \frac{\frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}} \cdot \left(\sqrt{\frac{\phi \cdot \frac{h}{L} \cdot \left(1 - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L}}} + 1 \right) \cdot \psi_1}{1 - \frac{\frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}} \cdot \left(\sqrt{\frac{\phi \cdot \frac{h}{L} \cdot \left(1 - \phi \cdot \frac{h}{L}\right)}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L}}} + 1 \right) \cdot \psi_1} \right]; \quad (38)$$

На рис. 5 приведені залежності часу стабілізації курсового кута умовного ТС від коефіцієнта сцеплення ϕ при повному растормаживанні одного або двох задніх коліс.

Із графіків, приведених на рис. 5, видно, що при растормаживанні одного колеса час стабілізації $\tau'_{стаб}$ більше, ніж величина $\tau_{стаб}$ при растормаживанні двох коліс. Це збільшення мінімально при $\phi = 0,2$ і становить 9,5 %. Найбільше збільшення часу стабілізації – при $\phi = 0,8$ (34%). Растормаживання одного заднього колеса замість двох дозволяє зберегти більшу ефективність гальмування автомобіля. Замедлення автомобіля при неповному використанні сцепного ваги може бути визначено як:

$$\tau'_{стаб} = \tau'_{зан} + \frac{i_z}{\sqrt{\phi \cdot g \cdot L}} \cdot \sqrt{\frac{2 - \phi \cdot \frac{h}{L}}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L}}} \times$$

$$\times \ln \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L} \right)^2 \left[\frac{\phi \frac{h}{L} \left(2 - \phi \frac{h}{L} \right)}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}} + 1 \right]}{\left(\frac{a}{L} - \phi \frac{h}{L} \right)^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{B}{2L} \right)^2} \psi_1^2 + 2\psi_1 \frac{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}}{\left(\frac{a}{L} - \phi \frac{h}{L} \right) \left(\frac{b}{L} + \frac{B}{2L} \right)} \right.}$$

$$\left. 1 - \frac{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}}{\left(\frac{a}{L} - \phi \frac{h}{L} \right) \left(\frac{b}{L} + \frac{B}{2L} \right)} \left(\sqrt{\frac{\phi \frac{h}{L} \left(2 - \phi \frac{h}{L} \right)}{\frac{a}{L} \cdot \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}}} + 1 \right) \psi_1 \right\} \quad (39)$$

$$j_{yсм} = m_x \cdot \phi \cdot g, \quad (40)$$

де m_x – тангенціальний коефіцієнт використання сцепного ваги [3], який для опережаючого блокування передніх коліс може бути визначено за формулою (23).

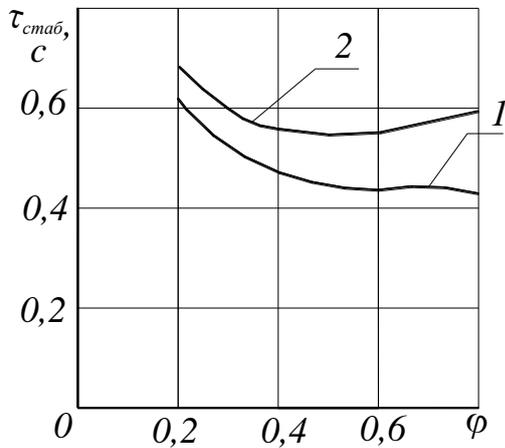


Рис. 5. Залежність часу стабілізації курсового кута умовного ТС від коефіцієнта сцеплення коліс при повному растормаживанні коліс задньої осі (крива 1) і одного заднього колеса (крива 2)

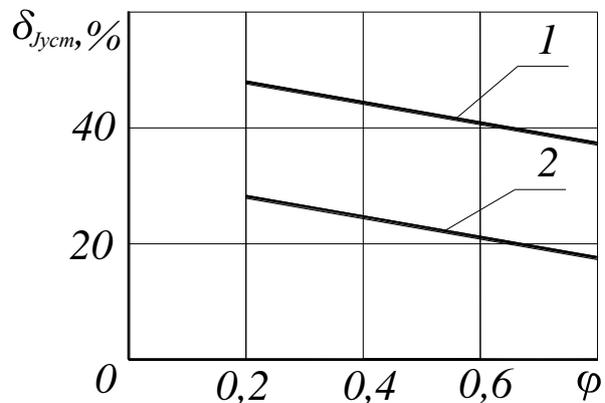


Рис. 6. Відносительне зменшення замедлення для умовного ТС при гальмуванні на дорогах з різним коефіцієнтом сцеплення: 1 – при растормаживанні двох задніх коліс; 2 – при растормаживанні одного заднього колеса

Підставляючи (19) в (41), отримуємо (враховуючи, що $\Delta\beta = \Delta\beta_{min}$)

$$j_{yсм} = \frac{\frac{b}{L} \cdot \phi \cdot g}{\frac{b}{L} - \Delta\beta_{min}} \quad (41)$$

Відносительне зменшення середнього установившегося замедлення при повному растормаживанні одного або двох задніх коліс

$$\delta j_{ycm} = \frac{\phi \cdot g - \frac{b}{L} \phi \cdot g}{\frac{b}{L} - \Delta\beta_{\min}} \cdot 100\% = -\frac{\Delta\beta_{\min}}{\frac{b}{L} - \Delta\beta_{\min}} \cdot 100\% . \quad (42)$$

Подставляя (34) в (42), получим выражение для случая полного растормаживания двух задних колёс, и уже после подстановки соотношения (39), (40) в выражение (42) имеем:

$$\delta j_{ycm} = \frac{\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}}{1 - \phi \cdot \frac{h}{L}} \cdot 100\% ; \delta' j_{ycm} = \frac{\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L}}{2 - \phi \cdot \frac{h}{L}} \cdot 100\% . \quad (43)$$

На рис. 6 приведены зависимости (43) для условного ТС. Из указанных графиков видно, что при растормаживании одного заднего колеса относительное уменьшение среднего установившегося замедления в два раза меньше, чем при растормаживании двух задних колёс. Такое соотношение сохраняется во всём диапазоне коэффициентов сцепления от $\phi = 0,2$ до $\phi = 0,8$.

На рис. 4 приведены зависимости угловой скорости $\dot{\psi}_2$ от коэффициента сцепления ϕ при полном растормаживании одного и двух задних колёс условного автомобиля. Кривые представлены для различных значений начального отклонения курсового угла ψ_1 (3° и 10°). Анализ графиков, представленных на рис. 7, показывает, что с увеличением начального угла ψ_1 происходит увеличение абсолютной величины угловой скорости $\dot{\psi}_2$ как при полном растормаживании одного колеса, так и при полном растормаживании двух задних колёс. При полном растормаживании одного заднего колеса абсолютная величина угловой скорости $\dot{\psi}_2$ значительно больше, чем в случае полного растормаживания двух задних колёс.

Выводы

Полученные уравнения могут быть использованы при совершенствовании алгоритма работы систем динамической стабилизации курсового угла ТС в процессе торможения. После появления заноса ТС в процессе торможения со всеми заблокированными колесами, растормаживание двух задних колес приводит к стабилизации курса ТС, однако это вызывает появление колебательного процесса с частотой, увеличивающейся с увеличением коэффициента сцепления колес с дорогой, и уменьшается с уменьшением курсового угла ψ_1 , при котором проводится растормаживание задних колес. Для прекращения колебательного процесса необходимо осуществить повторное затормаживания задних колес при достижении ТС в процессе стабилизации курса положение, соответствующее $\psi = \psi_1$. Применение способа стабилизации курса ТС с растормаживанием одного заднего колеса позволяет сохранить более высокую эффективность торможения, но при этом обязательным является повторное затормаживания указанного колеса (в противном случае ТС ожидает занос в противоположную сторону).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Е. А. Чудаков, *Устойчивость автомобиля при заносе*. М., Л.: Изд-во АН СССР, 1945.
- [2] Я. М. Певзнер, *Исследование движения автомобиля при заносе*. М.: ОНТИ, 1937.
- [3] В. П. Волков, *Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств*. Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003.
- [4] Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Изд-во ООН, 1973. – 74 с.
- [5] Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк, А. М. Кизман, и В. Н. Кобылянский, *Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей*. Львов: Вища школа, 1974.
- [6] Н. Накано, *Исследование поведения автомобиля в процессе торможения*. Харьков: ТПП УССР. Харьк. отд-ние, 1988, № Б – 1025, 21 с.
- [7] Я. Г. Пановко, и И. И. Губанова, *Устойчивость и колебания упругих систем. Современные конструкции, парадоксы и ошибки*. М.: Наука, 1987.
- [8] М. А. Подригало, В. П. Волков, и А. А. Коряк, «Оценка устойчивости колесных машин при заносе в процессе торможения» на *Международная научная конференция “Тормоза автомашин”*, Лодзь: Польша, 1997, с. 144-147.
- [9] М. А. Подригало, В. П. Волков, и В. И. Кирчатый, *Устойчивость колесных машин при торможении*. Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999.

[10] В. П. Волков, «Динамическая стабилизация автомобиля при торможении», у *Вісник Східноукраїнського національного університету*, Луганськ, №10 (56), с. 67-73, 2002.

[11] В. П. Волков, «Обеспечение устойчивости автомобиля при торможении». *Вестник ХНАДУ. Сб. науч. тр.* Харьков, № 22, с. 117-122, 2003.

[12] V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova and others, «Assessment of the Influence of Braking Devices over the Stability of Braking Properties of the Vehicles» *SAE Technical Paper* 2020-01-5163, 2020, doi:10.4271/2020-01-5163 – 8 p.

[13]] V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova and others, «Energy Approach to the Formation of Braking Properties of Vehicles» *SAE Technical Paper* 2020-01-5115, DOI:10.4271/2020-01-5115. – 9 p.

[14] В. П. Волков, И. В. Грицук, Т. В. Волкова, В. П. Кужель, и Н. Г. Бережная, «Оценка функциональной стабильности тормозного управления транспортных средств» *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2(12), с. 34-44, 2020. DOI : <https://doi.org/10.31649/2415-3486-2020-12-2>.

Волков Владимир Петрович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: volf-949@ukr.net.

Волкова Татьяна Викторовна – канд. техн. наук, доцент кафедры транспортных технологий, e-mail: olf949@ukr.net.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков

Грицук Игорь Валерьевич – д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических систем, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Херсонская государственная морская академия, г. Херсон

Кужель Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Винницкий национальный технический университет, г. Винница

Бережная Наталья Георгиевна – канд. техн. наук, доцент кафедры транспортных технологий и логистики, e-mail: bereg_nat@ukr.net.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков

V. Volkov¹
I. Gritsuk²
V. Kuzhel³
T. Volkova¹
N. Berezhna⁴

Assessment of vehicle brake control functional stability

¹Kharkiv National Automobile and Road University

²Kherson State Maritime Academy

³Vinnitsia National Technical University

⁴Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture

As you know, a radical means to prevent skidding of the vehicle (TK) during braking is the use of such integrated automatic active safety systems as anti-lock braking system (ABS), emergency brake booster, traction control system (TRC), electronic brake force distribution system EBD), stability control system (VSC), tire pressure monitoring system (TPWS), electronic control brake system (ECB), electric power steering (EPS), integrated dynamic vehicle control system (VDIM). Also, the stable position of the vehicle when driving on the road is provided by a set of automatic devices (for example dynamic stabilization system, anti-lock and anti-slip systems, etc.). Most of the cases of violation of the stable position of the vehicle on the road are related to the process of its braking. The article considers an alternative approach to stabilizing the position of the vehicle on the road during braking due to another approach to the management of its braking system. The mathematical description and schemes of position of the vehicle in the course of braking are offered. The stability of the position of the vehicle is ensured by braking the rear wheels, or braking one of the rear wheels (internal in relation to the direction of skidding), due to the system of dynamic stabilization of the course angle. Braking of the rear wheels during the initial skidding during braking allows you to stabilize the course angle of the vehicle (with full braking of the rear wheels, the stabilization time is minimal). This significantly reduces the braking efficiency of the vehicle, as only the front wheels are brake. Braking of only one rear wheel allows to provide identical duration of transition process at the highest efficiency of braking of the vehicle. On the example of a conventional vehicle, a comparative analysis of the effectiveness of the methods of dynamic stabilization of the course angle by braking one and two rear wheels.

Key words: vehicle, stability, stability, braking process, dynamic stabilization, nonlinear oscillations, skid angle.

Volkov Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, e-mail: volf-949@ukr.net.

Gritsuk Igor – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Marine Power Systems Operation, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Volkova Tetiana – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, e-mail: olf949@ukr.net.

Kuzhel Volodymyr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Berezhna Nataliya – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport Technologies and Logistics, e-mail: bereg_nat@ukr.net.

В. П. Волков¹
І. В. Грицук²
Т. В. Волкова¹
В. П. Кужель³
Н. Г. Бережна⁴

Алгоритм динамічної стабілізації курсового кута транспортного засобу при гальмуванні

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Херсонська державна морська академія

³Вінницький національний технічний університет

⁴Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Як відомо, радикальним засобом, що виключає занос транспортного засобу (ТЗ) при гальмуванні є застосування таких комплексних автоматичних систем активної безпеки, як антиблокувальна система гальмування (ABS), підсилювач екстреного гальмування, система контролю тягового зусилля (TRC), електронна система розподілу гальмівного зусилля (EBD), система курсової стійкості (VSC), система контролю тиску в шинах (TPWS), гальмівна система з електронним керування (ECB), електричний підсилювач рульова керма (EPS), інтегрована система керування динамічними характеристиками ТЗ (VDIM). Також стабільне положення транспортного засобу при русі на дорозі забезпечується комплексом автоматичних пристроїв (наприклад системою динамічної стабілізації, антиблокувальною і протибуксувальною системами та ін.). Більшість випадків порушення стабільного положення транспортного засобу на дорозі пов'язано з процесом його гальмування. У статті розглянуто альтернативний підхід до стабілізації положення транспортного засобу на дорозі при гальмуванні за рахунок іншого підходу до управління його гальмівною системою. Запропоновано математичний опис та схеми положення транспортного засобу в процесі гальмування. Стійкість положення транспортного засобу забезпечується розгальмовуванням задніх коліс, або розгальмовуванням одного із задніх коліс (внутрішнього по відношенню до напрямку заносу), за рахунок роботи системи динамічної стабілізації курсового кута. Розгальмовування задніх коліс при початковому заносі в процесі гальмування дозволяє стабілізувати курсовий кут транспортного засобу (при повному розгальмовуванні задніх коліс час стабілізації мінімальний). При цьому відбувається значне зниження ефективності гальмування транспортного засобу, оскільки гальмівними є тільки передні колеса. Розгальмовування тільки одного заднього колеса дозволяє забезпечити однакову тривалість перехідного процесу при найбільш високій ефективності гальмування транспортного засобу. На прикладі умовного транспортного засобу виконано порівняльний аналіз ефективності застосування способів динамічної стабілізації курсового кута розгальмовуванням одного і двох задніх коліс.

Ключові слова: транспортний засіб, стійкість, стабільність, процес гальмування, динамічна стабілізація, нелінійні коливання, кут заносу.

Волков Володимир Петрович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: volf-949@ukr.net.

Грицук Ігор Валерійович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, e-mail: griksuk_iv@ukr.net.

Волкова Тетяна Вікторівна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, e-mail: olf949@ukr.net.

Кужель Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kuzhel2017@gmail.com.

Бережна Наталія Георгіївна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій і логістики, e-mail: bereg_nat@ukr.net.