

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-63-72>

УДК 629.3.017.5:681.523.5

О торможении колесного транспортного средства, оборудованного автоматизированной системой регулирования тормозного усилия

Доктора техн. наук, профессора Д. Н. Леонтьев¹⁾, В. А. Богомолов¹⁾, В. И. Клименко¹⁾, кандидаты техн. наук, профессора Л. А. Рыжих¹⁾, С. И. Ломака¹⁾, аспиранты А. В. Сухомлин¹⁾, А. В. Курипка¹⁾, А. А. Фролов²⁾

¹⁾Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Харьков, Украина),

²⁾Харьковский научно-исследовательский институт судебных экспертиз имени засл. проф. Н. С. Бокариуса (Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2022
Belarusian National Technical University, 2022

Реферат. Предлагается способ определения остановочного пути транспортного средства на основе коэффициента торможения и коэффициента использования силы сцепления автоматизированной системой регулирования тормозного усилия на примере многоосного автомобиля. Исследование заключалось в том, чтобы на основе реализуемого сцепления между шиной и опорной поверхностью расчетным путем определить параметры эффективности торможения многоосного колесного транспортного средства, оборудованного автоматизированной системой регулирования тормозного усилия. Наличие новых математических взаимосвязей между положением координаты центра тяжести транспортного средства, реализуемым сцеплением его колес, и коэффициентом торможения автомобиля позволяет моделировать изменение замедления колесной машины в различных тормозных режимах ее движения. Обоснованы термины, описывающие взаимодействие эластичной шины с опорной поверхностью в режиме торможения колесной машины. Записаны уравнения, позволяющие рассчитывать: положение координаты центра тяжести многоосного колесного транспортного средства относительно его передних и задних мостов; значение коэффициента торможения многоосной колесной машины на основе координат положения центра ее тяжести, сцеплений, которые реализуются между ее шинами и опорной поверхностью; распределение нагрузки между соответствующими передними и задними мостами транспортного средства. Для расчета остановочного пути колесного транспортного средства предлагается значение коэффициента использования силы сцепления принимать равным 0,83 независимо от изменения погодноклиматических условий, в которых эксплуатируется автомобиль (погрешность расчетов при принятом допущении не более 5 %). В графическом виде представлена расчетная схема положения координат центра тяжести многоосной колесной машины, дающая общее представление о перераспределении масс между передними и задними мостами автомобиля. Проанализированы научные публикации по изменению величины реализуемого сцепления между шиной и опорной поверхностью в режиме торможения автомобильного колеса при различных факторах. Предлагаемая концепция определения параметров эффективности торможения многоосной колесной машины уточняет некоторые положения теории движения автомобиля, в частности позволяет применить расчетный метод определения замедления автомобиля в задаче приращения вертикальных нагрузок на осях многоосного колесного транспортного средства в режиме торможения. Приведенный способ расчета коэффициентов распределения веса между смежными передними или задними мостами многоосной колесной машины повышает точность определения величины замедления автомобиля расчетным методом.

Ключевые слова: колесо, шина, опорная поверхность, коэффициент сцепления, реализуемое сцепление, коэффициент торможения, коэффициент использования силы сцепления, тормозной путь, процесс торможения, тормозное усилие, многоосный автомобиль, транспортное средство

Для цитирования: О торможении колесного транспортного средства, оборудованного автоматизированной системой регулирования тормозного усилия / Д. Н. Леонтьев [и др.] // *Наука и техника*. 2022. Т. 21, № 1. С. 63–72. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-63-72>

Адрес для переписки

Леонтьев Дмитрий Николаевич
Харьковский национальный
автомобильно-дорожный университет
ул. Ярослава Мудрого, 25,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 057 700-38-77
dima.a3alij@gmail.com

Address for correspondence

Leontiev Dmitry N.
Kharkiv National
Automobile and Highway University
25, Yaroslava Mudrogo str.,
61002, Kharkiv, Ukraine
Tel.: +38 057 700-38-77
dima.a3alij@gmail.com

About Braking of Wheeled Vehicle Equipped with Automated Brake Control System

D. N. Leontiev¹, V. A. Bogomolov¹, V. I. Klymenko¹, L. A. Ryzhyh¹, S. I. Lomaka¹,
A. V. Suhomlin¹, A. V. Kuripka¹, A. A. Frolov²

¹Kharkiv National Automobile and Highway University (Kharkiv, Ukraine),

²National Scientific Center “Hon. Prof. M. S. Bokarius Forensic Science Institute” (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. The paper proposes a method for determining a vehicle stopping distance based on a braking rate and a coefficient of using an adhesion force by an automated control system for regulating a braking force on the example of a multi-axle vehicle. The aim of the study is to calculate parameters of the braking efficiency of a multi-axle wheeled vehicle equipped with an automated braking force control system based on the adhesion between a tire and a supporting surface. A peculiarity of the considered method is the use of the calculated braking coefficient of the vehicle and the coefficient of use of adhesion forces during the operation of automated system for regulating the braking force. The presence of new mathematical relationships between the position of the coordinate of the vehicle’s gravity center, realized by the clutches of its wheels, and the braking coefficient of the vehicle makes it possible to simulate the change in the deceleration of a wheeled vehicle in various braking modes of its motion. The terms describing the interaction of an elastic tire with a supporting surface in the braking mode of a wheeled vehicle have been substantiated. Equations are written that permit to calculate: a position of the coordinate of gravity center of a multi-axle wheeled vehicle relative to its front and rear axles; a braking coefficient value of a multi-axle wheeled vehicle based on the coordinates of the position of its gravity center, clutches that are realized between its tires and a supporting surface; load distribution between the respective front and rear axles of the vehicle. To calculate the stopping distance of a wheeled vehicle, it is proposed to take a coefficient value of use of the adhesion force equal to 0.83, regardless of the change in weather and climatic conditions in which the vehicle is operated (a calculation error under an accepted assumption is not more than 5 %). In a graphical form, a design diagram of the coordinate position of a gravity center of a multi-axle wheeled vehicle is presented, which gives a general idea about the redistribution of masses between front and rear axles of the vehicle. Scientific publications on the change in the value of the realized adhesion between the tire and the supporting surface in the braking mode of the automobile wheel under various factors have been analyzed in the paper. The proposed concept for determining parameters of the braking efficiency of a multi-axle wheeled vehicle clarifies some provisions in the theory of vehicle motion, in particular, it allows to apply the calculated method for determining the deceleration of a vehicle in the problem of increasing vertical loads on the axles of a multi-axle wheeled vehicle in the braking mode. The given method for calculating coefficients of weight distribution between adjacent front or rear axles of a multi-axle wheeled vehicle increases an accuracy of determining the amount of deceleration of the vehicle by the calculation method.

Keywords: wheel, tire, supporting surface, coefficient of adhesion, utilized adhesion, braking rate, coefficient utilizing braking forces, braking distances, braking process, braking force, multi-axle vehicle, vehicle

For citation: Leontiev D. N., Bogomolov V. A., Klymenko V. I., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Suhomlin A. V., Kuripka A. V., Frolov A. A. (2022) About Braking of Wheeled Vehicle Equipped with Automated Brake Control System. *Science and Technique*. 21 (1), 63–72. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-63-72> (in Russian)

Введение

В теории автомобиля есть много противоречий, которые возникают из-за отсутствия единой терминологии при описании тех или иных физических процессов. Одно из них – применение зависимости, которая говорит о том, что замедление колесного транспортного средства (КТС), а значит, и его тормозной путь не зависят от массы

$$\varphi = \frac{j_{\max}}{g}, \quad (1)$$

где φ – коэффициент сцепления [1, 2]; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; j_{\max} – максимально возможное замедление транспортного средства, полученное при затормаживании колес без их блокирования, m/c^2 .

Но на практике это не так, ведь известно [1, 2], что тормозной путь (S_T) большегрузного автомобиля или автобуса больше тормозного пути легкового автомобиля

$$S_T \approx \frac{v_{\text{н}} - v_{\text{кон}}}{3,6} (t_2 + 0,5t_3) + \frac{(v_{\text{н}} - v_{\text{кон}})^2}{254\varphi}, \quad (2)$$

где S_T – тормозной путь транспортного средства, м; $v_{\text{н}}$, $v_{\text{кон}}$ – скорость в начале и конце процесса торможения, км/ч; t_2 – время запаздывания между нажатием на педаль тормоза и началом нарастания замедления КТС, с; t_3 – время нарастания замедления КТС, с.

Поэтому в международных стандартах в отношении торможения транспортного средства

вместо (1) используется зависимость, которая характеризует процесс торможения через так называемый коэффициент торможения z

$$z = \frac{j}{g}, \quad (3)$$

где j – замедление колесного транспортного средства, м/с^2 .

Очевидно, что специалистам в области автомобилестроения надо различать физический смысл, заложенный в одних и тех же зависимостях: $j_{\max} = \varphi g$ и $j = zg$. Для понимания логики и смысла материала, изложенного далее, следует привести формулировку и терминологию, которые могут быть не совершенны, но отражают физику процесса взаимодействия шины автомобильного колеса с поверхностью дорожного покрытия в режиме торможения КТС.

Технические термины, принятые в публикации

В формулах, приведенных ниже, приняты обозначения в соответствии с рис. 1, на котором изображен процесс блокирования автомобильного колеса в зависимости от коэффициента скольжения шины колеса относительно поверхности дорожного покрытия.

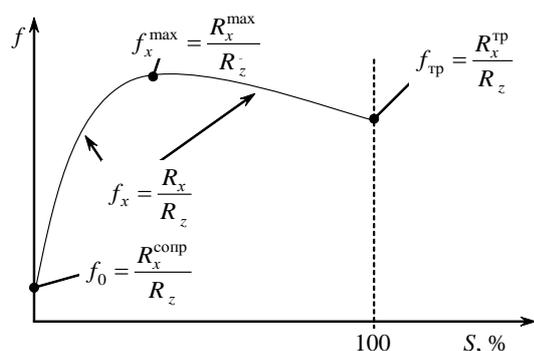


Рис. 1. Зависимость величины реализуемого сцепления f от коэффициента скольжения S шины автомобильного колеса относительно поверхности дорожного покрытия

Fig. 1. Dependence of realized adhesion f value on sliding S coefficient of automobile wheel tire relative to road surface

Процесс, изображенный на рис. 1, может быть описан следующими техническими терминами.

Реализуемое сцепление – отношение любой продольной реакции опорной поверхности R_x к соответствующей нормальной реакции R_z , которые действуют на шину затормаживаемого вращающегося колеса

$$f_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (4)$$

Максимальное реализуемое сцепление (коэффициент сцепления) – отношение максимально возможной в данных условиях торможения продольной реакции опорной поверхности R_x^{\max} к соответствующей нормальной реакции R_z , которые действуют на шину затормаживаемого вращающегося колеса

$$f_x^{\max} = \frac{R_x^{\max}}{R_z}. \quad (5)$$

Реализуемое сцепление оси – это среднее значение реализуемых сцеплений между шиной и поверхностью дорожного покрытия соответствующего левого $f_{xi}^{\text{лев}}$ и правого $f_{xi}^{\text{прав}}$ колес одной оси транспортного средства

$$f_i = \frac{f_{xi}^{\text{лев}} + f_{xi}^{\text{прав}}}{2}, \quad (6)$$

где i – индекс, обозначающий порядковый номер оси колесного транспортного средства.

Реализуемое сцепление, вызванное сопротивлением качения колеса (коэффициент сопротивления качению), – отношение продольной реакции опорной поверхности $R_x^{\text{соп}}$ к вертикальной реакции R_z , которые действуют на шину катящегося колеса в условиях отсутствия тормозного или тягового момента

$$f_0 = \frac{R_x^{\text{соп}}}{R_z}. \quad (7)$$

Реализуемое сцепление заблокированного колеса $f_{\text{тп}}$ (коэффициент сцепления заблокированного колеса ($\varphi_{\text{бл}}$) или коэффициент трения скольжения) – отношение любой вызванной трением скольжения продольной реакции опорной поверхности $R_x^{\text{тп}}$ к вертикальной реакции R_z , которые действуют на шину заблокированного колеса, скользящего относительно опорной поверхности

$$f_{\text{тр}} = \frac{R_x^{\text{тр}}}{R_z} \quad (8)$$

Коэффициент использования сил сцепления ε – отношение суммы усредненных продольных реакций опорной поверхности, действующих на затормаживаемые колеса транспортного средства при работе автоматизированной системы $\sum R_x^{\text{AS}}$, к максимально возможной сумме продольных реакций опорной поверхности $\sum R_x^{\text{max}}$, которая может быть создана между шинами и опорной поверхностью на вращающихся колесах транспортного средства в данных условиях торможения. Поскольку продольные реакции опорной поверхности измерить достаточно сложно, коэффициент использования силы сцепления может быть определен как отношение силы инерции транспортного средства, достигаемой при его торможении с работающей автоматизированной системой P_{jAS} , к максимально возможной силе инерции $P_{j\text{max}}$, которая может быть достигнута в заданных условиях при затормаживании колес транспортного средства без их блокирования. Коэффициент использования силы сцепления можно представить в виде зависимости

$$\varepsilon = \frac{\sum R_x^{\text{AS}}}{\sum R_x^{\text{max}}} = \frac{P_{jAS}}{P_{j\text{max}}} = \frac{j_{AS}m}{j_{\text{max}}m} = \frac{j_{AS}}{j_{\text{max}}}, \quad (9)$$

где j_{AS} – замедление транспортного средства, полученное при работе автоматизированной системы, обеспечивающей затормаживание колес транспортного средства без их блокирования, м/с^2 ; m – масса транспортного средства, кг.

Из [2] и [3] известно, что коэффициент использования силы сцепления при сертификации транспортного средства в разных погодноклиматических условиях на полигоне не должен выходить за пределы диапазона 0,75–1,10. Верхняя граница диапазона 1,10 установлена с учетом 10%-й погрешности определения максимально возможной суммарной тормозной силы $\sum R_x^{\text{max}}$, которая может быть реализована катящимися колесами транспортного средства.

Коэффициент торможения – отношение суммы продольных реакций $\sum R_x$ опорной поверхности, действующих на транспортное

средство при его торможении, к весу транспортного средства G_a

$$z = \frac{\sum R_x}{G_a} = \frac{P_j}{G_a} = \frac{jm}{mg} = \frac{j}{g}, \quad (10)$$

где P_j – сила инерции транспортного средства, Н.

Анализ [4–13] показал, что часто для обозначения одной и той же физической величины берутся разные буквы. Например, для обозначения коэффициента сцепления φ используются k , γ , μ или f_x^{max} , что вводит в заблуждение молодых ученых и исследователей, если они не являются специалистами в области изучения взаимодействия шины автомобильного колеса с поверхностью дорожного покрытия и не имеют личных экспериментальных исследований в этой сфере. Стоит также заметить, что один и тот же физический процесс по-разному представлен в нормативных документах, учебниках по теории автомобиля и научных публикациях, что тоже усложняет процесс понимания физического явления (взаимодействия шины автомобильного колеса транспортного средства с поверхностью дорожного покрытия) [1–20].

В качестве наглядного примера приведем экспериментальные исследования взаимодействия шины легкового автомобиля с опорной поверхностью (рис. 2b) [20] и теоретический расчет (рис. 2a), который регламентирован Правилами ЕЭК ООН № 13 [3, Приложение 10].

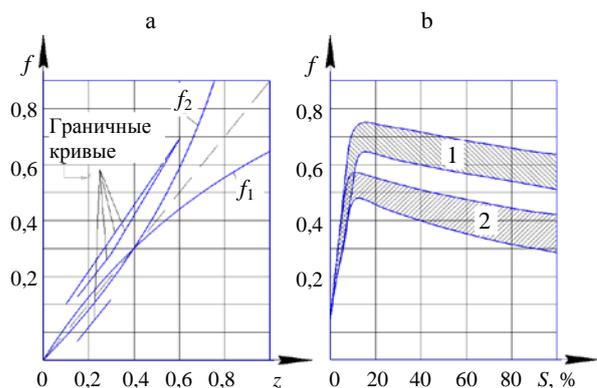


Рис. 2. Реализуемое сцепление f в зависимости от коэффициента: а – торможения z ; б – скольжения S колеса относительно поверхности дорожного покрытия

Fig. 2. Realized adhesion f depending on the coefficient: а – braking z ; б – sliding S of wheel relative to road surface

На рис. 2а изображены реализуемые сцепления передней f_1 и задней f_2 осей двухосного КТС в соответствии с [3], а на рис. 2б – диапазоны изменения реализуемого сцепления между шиной легкового автомобиля (диагональной конструкции) и асфальтовым дорожным покрытием при испытаниях на полигоне Научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института (НАМИ, Россия). При выполнении исследований на полигоне НАМИ колесо легкового автомобиля блокировалось в условиях взаимодействия шины с сухим асфальтовым покрытием (рис. 2б, заштрихованный диапазон 1) и в условиях взаимодействия с асфальтовым покрытием, которое имело слой воды до 3 мм (рис. 2б, диапазон 2). Результаты испытаний показывают, как меняется реализуемое сцепление в зависимости от степени скольжения шины колеса относительно опорной поверхности при постоянной нагрузке на колесо и различных сцепных условиях его движения.

Следует отметить, что не каждый исследователь понимает, что на рис. 2а, б показан один и тот же физический процесс – изменение реализуемого сцепления при качении колеса. Очевидно, что для адекватного сравнения процессов, изображенных на рис. 2, нужно рассматривать взаимодействие с опорной поверхностью одновременно как минимум четырех колес транспортного средства. Но в нашем случае представим, что мы рассматриваем велосипед, мопед или мотоцикл, которые имеют одно колесо спереди и одно сзади. В таком случае отличия между рис. 2а и рис. 2б заключаются только в том, что на первом рисунке кривые могут быть построены без ограничения по величине максимального реализуемого сцепления f_x^{\max} , а на втором они имеют такое ограничение.

Теоретический анализ процесса торможения транспортного средства

Процесс торможения колесного транспортного средства характеризуется величиной его замедления. Она, в свою очередь, зависит от

коэффициента торможения и определяется сложной математической зависимостью [1, 2], результат решения которой меняется с учетом режима движения КТС [9]:

– в ведомом режиме движения

$$z = f(f_0); \quad (11)$$

– в тормозном режиме при условии скольжения колес $S < 100\%$

$$z = f(f_x); \quad (12)$$

– в тормозном режиме при $S = 100\%$

$$z = f(f_{\text{тр}}). \quad (13)$$

Известно, что в ведомом режиме движения коэффициент торможения транспортного средства практически равен коэффициенту сопротивления качению ($z \cong f_0$).

В тормозном режиме при условии скольжения колес $S = 100\%$ коэффициент торможения КТС по величине равен реализуемому сцеплению заблокированного колеса ($z \cong f_{\text{тр}}$) (коэффициенту сцепления заблокированного колеса или коэффициенту трения скольжения).

В тормозном режиме при $S < 100\%$, поскольку практически всегда соблюдается неравенство $z \neq f_i \neq f_{\text{тр}}$, коэффициент торможения КТС определяется реализуемыми сцеплениями соответствующих осей транспортного средства и геометрическим расположением его центра тяжести в вертикальной плоскости относительно дорожного покрытия и в горизонтальной плоскости относительно точек контакта шин автомобильных колес с поверхностью дорожного покрытия [1, 2].

Если теоретически предположить, что существует автомобиль, у которого при торможении оси нагружены одинаково, шины имеют одинаковое давление в момент одинаковых нагрузок на оси, протектор на всех шинах – с одинаковым износом, количество шин на осях тоже одинаковое для обеспечения одинакового кулоновского трения между элементами протектора шины и дорожным покрытием, то можно сказать, что коэффициент торможения транспортного средства будет равен коэффициенту сцепления, поскольку автомобиль имеет одинаковые реализуемые сцепления всех осей

и симметричное расположение координаты центра тяжести между задними и передними его осями

$$z \cong f_x^{\max}. \quad (14)$$

Но такой случай практически невозможен для реальных транспортных средств, поскольку вес у них меняется в зависимости от их загрузки, а также возможно перераспределение веса между осями КТС, что не позволяет выполнить

равенство (14), а значит, практически всегда будет соблюдаться неравенство

$$z \neq f_x^{\max}. \quad (15)$$

В подтверждение сказанного выше, что у реальных транспортных средств $z \neq f_x^{\max} \neq f_{\text{тр}}$, приведем экспериментальные данные, изображенные на рис. 3, 4, которые получены в разное время учеными СССР, Европейского союза и стран СНГ [1, 2, 4–20].

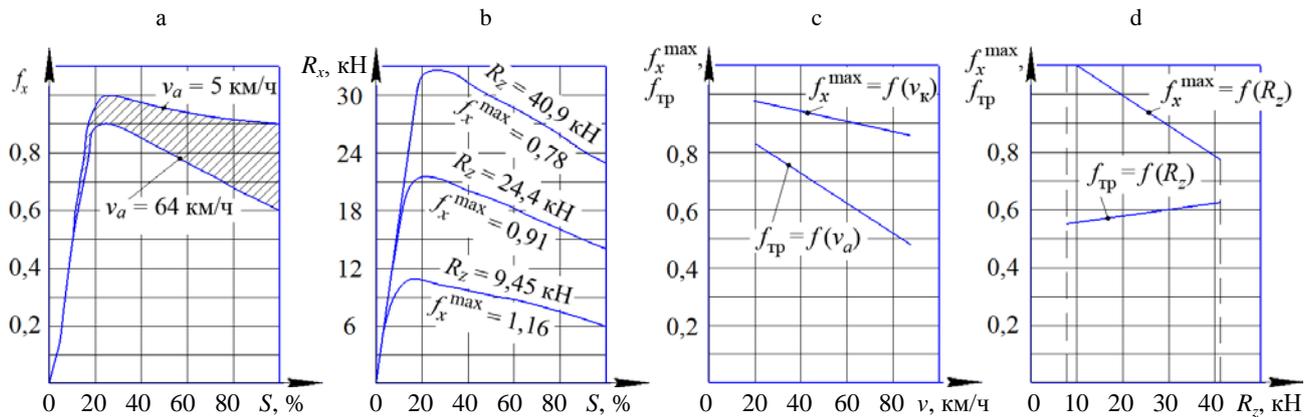


Рис. 3. Изменение реализуемого сцепления f_x на сухом асфальтовом покрытии [1, 2]: а – от начальной скорости торможения колесного транспортного средства (КТС) v_a и величины скольжения S ; б – от тормозной силы R_x и S при определенных нагрузках на шину R_z ; в – от скорости вращения колеса v_k и начальной скорости торможения КТС v_a ; д – от нагрузки на шину R_z

Fig. 3. Change in realized adhesion f_x on dry asphalt surface [1, 2]: а – due to initial speed of braking of wheeled vehicle v_a and slip values S ; б – due to braking force R_x and S at certain loads on pneumatic tire R_z ; в – due to wheel speed v_k and initial braking speed of vehicle v_a ; д – due to load on pneumatic tire R_z

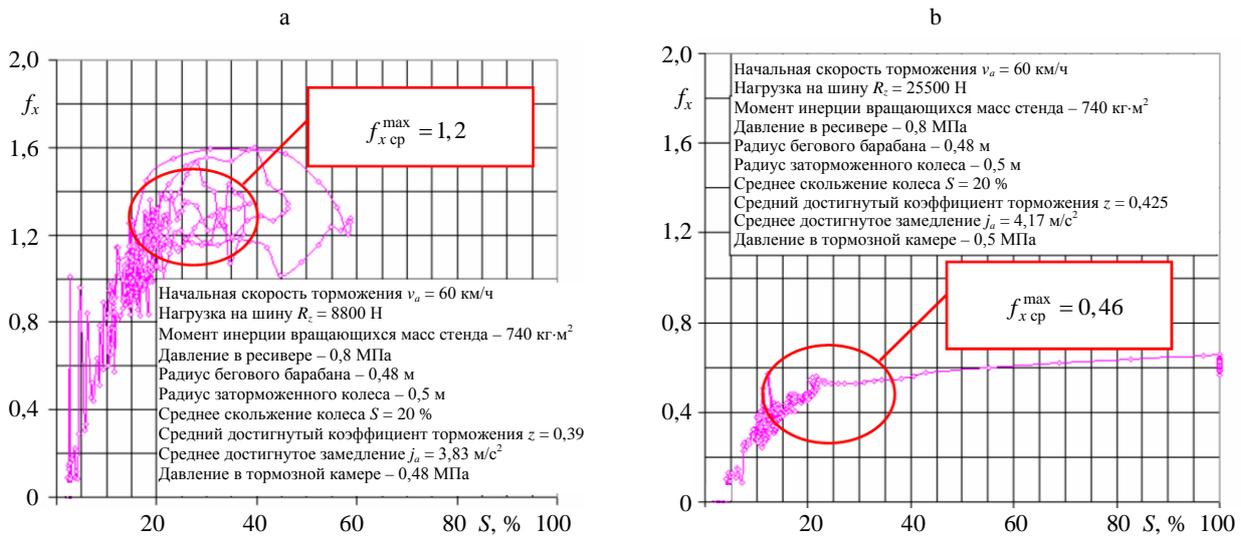


Рис. 4. Процессы торможения на покрытии с коэффициентом трения скольжения 0,45 [2] при прижатии колеса к поверхности бегового барабан стенда нагрузками $R_z = 8800$ Н (а) и $R_z = 25500$ Н (б)

Fig. 4. Braking processes on surface with sliding friction coefficient of 0.45 [2] when pressing the wheel to surface of running drum of the stand $R_z = 8800$ N (а) and $R_z = 25500$ N (б)

Следует также обратить внимание на то, что при использовании двойной ошиновки колес или шины с увеличенной шириной ее профиля значение максимального реализуемого сцепления (коэффициента сцепления) уменьшается вследствие уменьшения углов закручивания шины относительно поверхности дорожного покрытия, что отмечено в [2, 16, 17].

Анализ [2, 16] показал, что коэффициент торможения для каждого типа транспортного средства определяется по отдельным зависимостям. Так, для двухосных транспортных средств может быть использована зависимость, предложенная В. А. Иларионовым в [21]:

$$z = \frac{f_1 b_g + f_2 a_g}{L - h_g (f_1 - f_2)}, \quad (16)$$

где a_g, b_g, h_g – соответственно координаты расположения центра тяжести колесного транспортного средства относительно передней и задней осей и высота расположения центра тяжести над уровнем дороги, м; L – колесная база транспортного средства, м.

Аналогичные формуле (16) зависимости получены в [2, 16]. Для колесного транспортного средства с большим количеством осей уравнение (16) примет вид:

– при одной оси спереди и двух осях сзади:

$$z = \frac{f_1 y + \left(\frac{f_{2-1}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_1)} + \frac{f_{2-2}}{\lambda_{2-2}(L_a + y_2)} \right) L_a x}{L_a - h_g \left(f_1 - L_a \left(\frac{f_{2-1}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_1)} + \frac{f_{2-2}}{\lambda_{2-2}(L_a + y_2)} \right) \right)}; \quad (17)$$

– для четырехосного КТС (две оси спереди, две сзади):

$$z = \frac{\left(\frac{f_{1-1}}{\lambda_{1-1}(L_a + x_1)} + \frac{f_{1-2}}{\lambda_{1-2}(L_a + x_2)} \right) y + \left(\frac{f_{2-1}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_1)} + \frac{f_{2-2}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_2)} \right) x}{1 - h_g \left(\left(\frac{f_{1-1}}{\lambda_{1-1}(L_a + x_1)} + \frac{f_{1-2}}{\lambda_{1-2}(L_a + x_2)} \right) - \left(\frac{f_{2-1}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_1)} + \frac{f_{2-2}}{\lambda_{2-1}(L_a + y_2)} \right) \right)}; \quad (18)$$

– для КТС, имеющего шесть осей (три спереди, три сзади):

$$z = \frac{y \sum_{i=1}^3 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}(L_a + x_i)} + x \sum_{i=1}^3 \frac{f_{2-i}}{\lambda_{2-i}(L_a + y_i)}}{1 - h_g \left(\sum_{i=1}^3 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}(L_a + x_i)} - \sum_{i=1}^3 \frac{f_{2-i}}{\lambda_{2-i}(L_a + y_i)} \right)}, \quad (19)$$

где f_{1-i}, f_{2-i} – реализуемое сцепление на i -х передних и задних осях колесного транспортного средства; x, y –

координаты расположения условных передней и задней масс многоосного КТС относительно его центра тяжести, м; L_a – условная колесная база многоосного автомобиля ($L_a = x + y$) [16], м; $\lambda_{1-i}, \lambda_{2-i}$ – коэффициент распределения массы между смежными передними и задними мостами КТС (i – порядковый номер соответствующего переднего или заднего моста); $x_1, x_2, x_3, y_1, y_2, y_3$ – продольные координаты расположения мостов КТС относительно координат x и y , м.

Продольные координаты расположения мостов многоосного КТС относительно x и y можно определить, используя зависимости:

$$x_1 = a + b + d - k - x; \quad (20)$$

$$x_2 = a + b - k - x; \quad (21)$$

$$x_3 = a - k - x; \quad (22)$$

$$y_1 = k - y; \quad (23)$$

$$y_2 = c + k - y; \quad (24)$$

$$y_3 = c + e + k - y. \quad (25)$$

Значения k, x, y в (20)–(25) можно определить из условий статического распределения веса транспортного средства на соответствующие j -е передние и задние оси КТС по следующим зависимостям:

$$k = \frac{x \sum_{i=1}^3 R_{z1-i} - c \sum_{i=2}^3 R_{z2-i} - e R_{z2-3}}{\sum_{i=1}^3 R_{z2-i}}; \quad (26)$$

$$x = \frac{a \sum_{i=1}^3 R_{z2_i} + c \sum_{i=2}^3 R_{z2_i} + e R_{z2_3}}{mg} + \frac{\sum_{i=1}^3 R_{z2_i} \left(b \sum_{i=1}^2 R_{z1_i} + d R_{z1_1} \right)}{mg \sum_{i=1}^3 R_{z1_i}}; \quad (27)$$

$$y = \frac{a \sum_{i=1}^3 R_{z1_i} + b \sum_{i=1}^2 R_{z1_i} + d R_{z1_1}}{m \cdot g} + \frac{\sum_{i=1}^3 R_{z1_i} \left(c \sum_{i=2}^3 R_{z2_i} + e R_{z2_3} \right)}{mg \sum_{i=1}^3 R_{z2_i}}. \quad (28)$$

Константы a, b, c, d, e , входящие в (20)–(22), (24)–(28), – это расстояния между соответствующими мостами КТС (рис. 5).

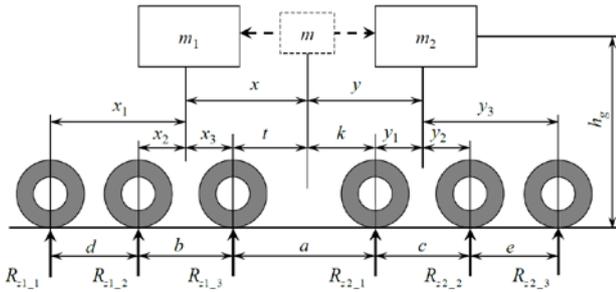


Рис. 5. Схема распределения условных передней и задней масс многоосного колесного транспортного средства относительно его центра тяжести

Fig. 5. Diagram of distribution of conditional front and rear masses of multi-axle wheeled vehicle relative to its center of gravity

Коэффициенты распределения веса между смежными передними или задними мостами КТС:

$$\lambda_{1_i} = \frac{\sum_{i=1}^3 R_{z1_i}}{R_{z1_i}}; \quad (29)$$

$$\lambda_{2_i} = \frac{\sum_{i=1}^3 R_{z2_i}}{R_{z2_i}}. \quad (30)$$

Таким образом, учитывая теоретические положения, изложенные выше, а также то, что современные КТС оборудуются автоматизированными системами, которые не допускают блокирования колес транспортного средства и увеличивают тем самым время торможения КТС в сравнении с идеализированным процессом торможения, остановочный путь транспортного средства можно определить, используя следующую формулу на основе одной из теоретических зависимостей (16)–(19):

$$S_{\text{ост}} = \frac{v_{\text{н}} - v_{\text{кон}}}{3,6} (t_1 + t_2 + 0,5t_3) + \frac{(v_{\text{н}} - v_{\text{кон}})^2}{25,92gz\varepsilon}, \quad (31)$$

где t_1 – время реакции водителя КТС на возникновение опасности, s .

При использовании зависимостей (16)–(19) нельзя задаваться постоянными значениями реализуемого сцепления – оно должно определяться расчетным путем на основе деформационных и жесткостных параметров пневматических шин [2, 17].

Опираясь на опыт исследований, проведенных в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете специалистами кафедры автомобилей имени А. Б. Гредескула, коэффициент использования силы сцепления автоматизированной системой регулирования тормозного усилия для расчетов с погрешностью не более 5 % можно принимать равным 0,83 независимо от условий эксплуатации транспортного средства или его массогабаритных параметров.

ВЫВОДЫ

1. Понимание физической сущности процесса реализации сил сцепления между шиной и опорной поверхностью – важное обстоятельство, от которого зависит результат исследования динамики движения колесного транспортного средства. Поэтому очевидно, что терминология имеет большое значение, особенно для начинающих исследователей в отрасли автомобилестроения.

2. Основываясь на результатах исследования, можно констатировать, что коэффициент торможения колесного транспортного средства в условиях качения его колес на пределе сцепных возможностей практически во всех случаях не равен коэффициенту сцепления, поскольку шины автомобиля из-за физической природы взаимодействия пары трения «шина – дорожное покрытие» реализовывают разные сцепления.

3. Коэффициент торможения транспортного средства независимо от количества его осей может быть определен расчетным способом с точностью до 5 % при помощи описанных в статье уравнений, основанных на распределении массы автомобиля между его смежными передними и задними мостами в статическом состоянии путем взвешивания соответствующих мостов на весоизмерительном комплексе.

4. Остановочный путь колесного транспортного средства, которое оборудовано автоматизированной системой регулирования тормозного усилия, может быть определен с точностью до 7 %, если принять среднее значение коэффициента использования силы сцепления $\epsilon = 0,83$ для всех типов дорожного покрытия и условий эксплуатации транспортного средства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Pacejka, H. B. *Tire and Vehicle Dynamics* / H. B. Pacejka. SAE.: N SAE0013, 2005. 620 p.
2. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств / А. Н. Туренко [и др.]. Харьков: ХНАДУ, 2015. 450 с.
3. Acts Adopted by Bodies Created by International Agreements. Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O with regard to Braking [Electronic Resource]: on Condition 30.09.2010. Mode of access: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:257:0001:0196:EN:PDF>.
4. On the Dependency of Friction on Load: Theory and Experiment / O. M. Braun [et al.] // *EPL (Europhysics Letters)*. 2016. Vol. 113, No 5. 56002 p. <https://doi.org/10.1209/0295-5075/113/56002>.
5. Tire-Pavement Friction Characteristics with Elastic Properties of Asphalt Pavements / M. Yu [et al.] // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7. 1123 p. <https://doi.org/10.3390/app7111123>.
6. Acosta, M. Road Friction Virtual Sensing: a Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches / M. Acosta, S. Kanarachos, M. Blundell // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7, No 12. 1230 p. <https://doi.org/10.3390/app7121230>.
7. Jin, L.-Q. Tire-Road Friction Estimation and Traction Control Strategy for Motorized Electric Vehicle / L.-Q. Jin, M. Ling, W. Yue // *PLoS ONE*. 2017. Vol. 6, No 12. P. 1–18. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0179526>.
8. Системы автоматического регулирования и практическая реализация алгоритма управления их исполнительными механизмами / С. И. Ломака [и др.] // *Вестник национального технического университета «ХПИ»*. Серия: Транспортное машиностроение. 2009. Вып. 47. С. 9–18.
9. Khaleghian, S. A Technical Survey on Tire-Road Friction Estimation / S. Khaleghian, A. Emami, S. Taheri // *Friction*. 2017. Vol. 2, No 5. P. 123–146. <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0151-0>.
10. Evaluating the Tire Wear Quantity and Differences Based on Vehicle and Road Coupling Method / B. Ma [et al.] // *Advances in Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 9, No 5. 13 p. <https://doi.org/10.1177/1687814017700063>.
11. Measurement on Friction Coefficients of Tire Grounding Surface in Arbitrary Directions under High-Load / T. Ise [et al.] // *Experimental Mechanics*. 2017. Vol. 57, No 9. P. 1383–1393. <https://doi.org/10.1007/s11340-017-0309-8>.
12. Akutagawa, K. Technology for Reducing Tire Rolling Resistance / K. Akutagawa // *Tribology Online*. 2017. Vol. 12, No 3. P. 99–102. <https://doi.org/10.2474/trol.12.99>.
13. Renski, A. Analysis of the Influence of the Drive Force Distribution between Axles on an Automobile Stability in its Curvilinear Motion / A. Renski // *Conat 2016: International Congress of Automotive and Transport Engineering*, 2017. P. 55–63. https://doi.org/10.1007/978-3-319-45447-4_6.
14. Grinchuk, P. S. On a Thermodynamic Mechanism of Dissipation of Mechanical Energy in Porous Elastomers as Applied to the Problem of Heating of Automobile Tires / P. S. Grinchuk, A. I. Shnip // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2016. Vol. 89, No 6. P. 1358–1364. <https://doi.org/10.1007/s10891-016-1501-x>.
15. Леонтьев, Д. Н. Усовершенствованный алгоритм управления АБС / Д. Н. Леонтьев // *Автомобильная промышленность*. 2010. № 9. С. 25–28.
16. Леонтьев, Д. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / Д. Н. Леонтьев, А. Н. Туренко, В. А. Богомолов // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожного університету*. 2016. Вып. 75. С. 13–17.
17. Leontiev, D. Specifics of Automobile Dual Wheels Interaction with the Supporting Surface / D. Leontiev, E. Don // *Automobile Transport*. 2016. Vol. 39. P. 74–79.
18. Zhang, X. A Hierarchical Estimator Development for Estimation of Tire-Road Friction Coefficient / X. Zhang, D. Göhlich // *PLoS ONE*. 2017. Vol. 2, No 12. P. 1–21. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0171085>.
19. Slip Control of Electric Vehicle Based on Tire-Road Friction Coefficient Estimation / G. Cui [et al.] // *Hindawi. Mathematical Problems in Engineering*. 2017. 8 p. <https://doi.org/10.1155/2017/3035124>.
20. Ракляр, А. М. Исследование f - S -диаграмм дорог автополигона / А. М. Ракляр. М., 1978. 24 с.

21. Иларионов, В. А. Анализ тормозной динамичности автобуса / В. А. Иларионов, И. К. Пчелин // Труды ВКЭИавтотранспорта. Львов, 1975. С. 95–110.

Поступила 04.05.2018

Подписана в печать 10.08.2018

Опубликована онлайн 28.01.2022

REFERENCES

1. Pacejka H. B. (2005) *Tire and Vehicle Dynamics*. SAE Intentional. 620.
2. Turenko A. N., Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Ryzhikh L. A., Leont'ev D. N., Krasnyuk A. N., Mikhalevich N. G. (2015) *Implementation of Intelligence Functions in Electronic-Pneumatic Brake Control of Vehicles*. Kharkiv, Kharkiv National Automobile and Highway University. 450 (in Russian).
3. *Acts Adopted by Bodies Created by International Agreements*. Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O with Regard to Braking: on Condition 30.09.2010. Available at: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:257:0001:0196:EN:PDF>.
4. Braun O. M., Steenwyk B., Warhadpande A., Persson B. N. J. (2016) On the Dependency of Friction on Load: Theory and Experiment. *EPL (Europhysics Letters)*, 113 (5), 56002. <https://doi.org/10.1209/0295-5075/113/56002>.
5. Yu M., Wu G., Kong L., Tang Y. (2017) Tire-Pavement Friction Characteristics with Elastic Properties of Asphalt Pavements. *Applied Sciences*, 7 (11), 1123. <https://doi.org/10.3390/app7111123>.
6. Acosta M., Kanarachos S., Blundell M. (2017) Road Friction Virtual Sensing: a Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches. *Applied Sciences*, 7 (12), 1230. <https://doi.org/10.3390/app7121230>.
7. Jin L.-Q., Ling M., Yue W. (2017) Tire-Road Friction Estimation and Traction Control Strategy for Motorized Electric Vehicle. *PLoS ONE*, 6 (12), 1–18. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0179526>.
8. Lomaka S. I., Ryzhikh I. A., Leont'ev D. N., Cheban A. A., Krasnyuk A. N. (2009) Automatic Control Systems and Practical Implementation of the Control Algorithm for their Executive Mechanisms. *Vestnik Natsional'nogo Tekhnicheskogo Universiteta "KhPI". Seriya: Transportnoe Mashinostroenie* [Bulletin of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". Series: Transport Engineering], 47, 9–18 (in Russian).
9. Khaleghian S., Emami A., Taheri S. (2017) A Technical Survey on Tire-Road Friction Estimation. *Friction*, 2 (5), 123–146. <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0151-0>.
10. Ma B., Xu H. G., Chen Y., Lin M. Y. (2017) Evaluating the Tire Wear Quantity and Differences Based on Vehicle and Road Coupling Method. *Advances in Mechanical Engineering*, 9 (5), 13. <https://doi.org/10.1177/1687814017700063>.
11. Ise T., Higuchi M., Suzuki Y., Tachiya H. (2017) Measurement on Friction Coefficients of Tire Grounding Surface in Arbitrary Directions under High-Load. *Experimental Mechanics*, 57 (9), 1383–1393. <https://doi.org/10.1007/s11340-017-0309-8>.
12. Akutagawa K. (2017) Technology for Reducing Tire Rolling Resistance. *Tribology Online*, 12 (3), 99–102. <https://doi.org/10.2474/trol.12.99>.
13. Renski A. (2017) Analysis of the Influence of the Drive Force Distribution between Axles on an Automobile Stability in its Curvilinear Motion. *Conat 2016: International Congress of Automotive and Transport Engineering*, 55–63. https://doi.org/10.1007/978-3-319-45447-4_6.
14. Grinchuk P. S., Shnip A. I. (2016) On a Thermodynamic Mechanism of Dissipation of Mechanical Energy in Porous Elastomers as Applied to the Problem of Heating of Automobile Tires. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 89 (6), 1358–1364. <https://doi.org/10.1007/s10891-016-1501-x>.
15. Leontiev D. N. (2010) Improved Algorithm for Controlling Anti-Lock Braking System. *Avtomobilnaya Promyshlennost* [Automotive Industry], (9), 25–28 (in Russian).
16. Leontiev D. N., Turenko A. N., Bogomolov V. A. (2016) Method for Determining Deceleration of Multi-Axle Vehicle on the Basis of Realized Adhesions of its Wheels and Location of Mass Center Coordinate. *Visnik Kharkiv's'kogo Natsional'nogo Avtomobil'no-Dorozhn'ogo Universitetu = Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University*, 75, 13–17 (in Russian).
17. Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of Automobile Dual Wheels Interaction with the Supporting Surface. *Automobile Transport*, 39, 74–79.
18. Zhang X., Göhlich D. (2017) A Hierarchical Estimator Development for Estimation of Tire-Road Friction Coefficient. *PLoS ONE*, 2 (12), 1–21. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0171085>.
19. Cui G., Dou J., Li S., Zhao X., Lu X., Yu Z. (2017) Slip Control of Electric Vehicle Based on Tire-Road Friction Coefficient Estimation. *Hindawi. Mathematical Problems in Engineering*, 8. <https://doi.org/10.1155/2017/3035124>.
20. Raklyar A. M. (1978) *Investigation of f-S-Diagrams of Autopolygon Roads*. Moscow. 24 (in Russian).
21. Ilarionov V. A., Pchelin I. K. (1975) Analysis of Bus Braking Dynamics. *Trudy VKELavtobusproma* [Proceedings of All-Union Design and Experimental Institute of Bus Industry]. Lviv, 95–110 (in Russian).

Received: 04.05.2018

Accepted: 10.08.2018

Published online: 28.01.2022