

УДК 629.3.017

## ИДЕАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЖЕБНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

М.А. Подригало, проф., д.т.н., А.И. Туренко, асп.,  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

*Аннотация.* Определен идеальный закон распределения тормозных сил между осями двухосного автомобиля при служебных торможениях. Установлено, что с увеличением замедления двухосного автомобиля при служебных торможениях тормозная сила на передней оси должна уменьшаться.

*Ключевые слова:* закон распределения тормозных сил, коэффициент устойчивости, тормозная сила, служебное торможение, замедление.

## ИДЕАЛЬНИЙ РОЗПОДІЛ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ МІЖ ОСЯМИ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС СЛУЖБОВИХ ГАЛЬМУВАНЬ

М.А. Подригало, проф., д.т.н., А.И. Туренко, асп.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* Визначено ідеальний закон розподілу гальмівних сил між осями двовісного автомобіля під час службових гальмувань. Встановлено, що зі збільшенням сповільнення двовісного автомобіля при службових гальмуваннях гальмівна сила на передній осі повинна зменшуватись.

*Ключові слова:* закон розподілу гальмівних сил, коефіцієнт стійкості, гальмівна сила, службове гальмування, сповільнення.

## IDEAL BRAKE FORCE DISTRIBUTION BETWEEN THE AXLES OF THE TWO-AXLE VEHICLE SERVICE BRAKE APPLICATIONS

M. Podryhalo, Prof., D. Sc. (Eng.), A. Turenko, P. G.,  
Kharkov National Automobile and Highway University

*Abstract.* The obtained analytical expressions allow us to evaluate the stability of two-axle vehicles at various slowdowns. An analytical expression for calculating the ideal according to condition stability ensuring of a two-axle vehicle at service brake applications of brake force distribution allows to offer automatic control devices for brake force adjucement. With decellerationg growth of the two-axle vehicle at service braking the braking force acting on the front axle should decrease relative to the brake force on the rear axle.

*Key words:* law of distribution of brake forces, stability coefficient, braking force, service braking, deceleration.

### Введение

Распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля, рациональное для экстренного торможения, не обеспечивает сохранения курсовой устойчивости машины при служебных торможениях.

В настоящей статье из условия обеспечения коэффициента устойчивости, равного единице, определен идеальный закон распределения тормозных сил между осями двухосного автомобиля при служебных торможениях.

### Анализ публикаций

Впервые закон распределения тормозных сил между осями двухосного автомобиля, обеспечивающий одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес, был получен в работах Чудакова Е.А. [1, 2]

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b + \varphi h}{L}, \quad (1)$$

где  $\beta_{\text{ид}}$  – идеальный, по условию одновременного доведения до грани блокирования передних и задних колес автомобиля, закон распределения тормозных сил на переднюю ось;  $P_{T1}$ ,  $P_{T2}$  – суммарные тормозные силы на колесах передних и задних осей, Н;  $b$  – расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через указанную ось, м;  $h$  – высота центра масс автомобиля (от опорной поверхности), м;  $L$  – колесная база автомобиля, м;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой.

В работе [2] также показано, что идеальный закон (1), определенный для случая прямолинейного движения автомобиля, справедлив и при действии боковой силы, приложенной в центре масс. В работах Гредескула А.Б. [3] на основе идеального закона (1) предложено осуществлять выбор постоянного коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось по формуле

$$\beta = \frac{b + \varphi_0 h}{L}, \quad (2)$$

где  $\varphi_0$  – расчетное значение коэффициента сцепления, при котором колеса одновременно доводятся до грани блокирования.

При  $\varphi < \varphi_0$  первыми доводятся до грани блокирования передние колеса, а при  $\varphi > \varphi_0$  – задние. Из условия равной степени реализации сцепного веса автомобиля при наименьшем  $\varphi'$  и наибольшем  $\varphi''$  коэффициентах сцепления колес с дорогой Гредескулом А.Б. [3] предложена формула для определения оптимального (рационального) значения расчетного коэффициента сцепления

$$(\varphi_0)_{\text{рац}} = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}, \quad (3)$$

где  $a$  – расстояние от передней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через указанную ось, м.

Результаты исследований, выполненных научной школой Генбома Б.Б. [4], свидетельствуют о том, что при действии боковой силы зона опережающего доведения до грани блокирования передних колес уменьшается, а зона опережающего доведения до грани блокирования задних колес увеличивается.

В работе [5] доказано, что при боковой силе  $P_y$ , приложенной в центре масс, идеальный закон распределения тормозной силы на переднюю ось (1) обеспечивает курсовую устойчивость автомобиля при значениях указанной силы, находящейся в пределах

$$0 \leq P_y \leq 2\varphi^2 \frac{h}{B} G_a, \quad (4)$$

где  $G_a$  – общий вес автомобиля, Н;  $B$  – колея колес, м.

При невыполнении условия (4) коэффициент  $\beta_{\text{ид}}$  с увеличением  $P_y$  должен увеличиваться [5]. В работе [5] для данного случая получено выражение

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{b\mu_1 + \varphi h\mu_2}{L}, \quad (5)$$

где  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – коэффициенты, зависящие от геометрических параметров автомобиля и величины боковой силы.

Для оценки устойчивости двухосных автомобилей против заноса при служебных торможениях в работах [6–9] предложен коэффициент устойчивости

$$k_{\text{уст}} = \frac{b R\delta_{2\text{max}}}{a R\delta_{1\text{max}}} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 R_{z2}^2 - P_{T2}^2}{\varphi^2 R_{z1}^2 - P_{T1}^2}}, \quad (6)$$

где  $R\delta_{1\text{max}}$ ,  $R\delta_{2\text{max}}$  – предельные по сцеплению суммарные боковые силы на передней и задней осях автомобиля, Н;  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  – суммарные нормальные реакции дороги на передней и задней осях автомобиля, Н.

В работах [7, 8] получено выражение для коэффициента распределения тормозных сил при служебных торможениях

$$\beta_{ид}^* = \frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h - r_{св}}{L}, \quad (7)$$

где  $j_x$  – продольное замедление автомобиля,  $m/c^2$ ;  $r_{св}$  – свободный радиус колес, м;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,81 m/c^2$ .

Полученные в работах [7, 8] результаты хорошо согласуются с результатами исследований Антонова Д.А. [10]. В указанной работе рассмотрено различные режимы торможения позволило сделать следующие выводы о рациональном распределении тормозных сил между осями, обеспечивающем устойчивость автомобиля при торможении:

- при  $0 < \frac{j_x}{\varphi g} < 0,2$  торможение может проводиться только задними колесами либо с превышением тормозных сил на задних колесах над тормозными силами на передних колесах;
- при  $0,2 < \frac{j_x}{\varphi g} < 0,5$  устойчивое торможение может осуществляться при равных тормозных силах на всех колесах;
- при  $0,5 < \frac{j_x}{\varphi g} < 0,7$  торможение может проводиться при условии большей интенсивности торможения передних колес по сравнению с задними; причем превышение тормозных сил на передних колесах должно соответствовать превышению нормальных нагрузок на передних колесах по сравнению с задними;
- при  $0,7 < \frac{j_x}{\varphi g} < 0,98$  тормозные силы между передними и задними колесами должны распределяться в соотношении, большем по сравнению с отношением распределения нормальных нагрузок (превышение должно составлять 10 %).

Однако в известных исследованиях при получении идеальных законов распределения тормозных сил между осями при служебных торможениях считалось, что тормозные силы приложены в пятнах контакта колес с дорогой, независимо от того, заблокированы или незаблокированы колеса.

В работе [11] доказано, что тормозная сила на вращающемся (незаблокированном) колесе должна прикладываться не в пятне контакта, а на оси колеса. Это дало возможность

авторам исследований [12, 13] пересмотреть динамическую многофазную стадию процесса торможения, предложенную ранее в работах [1–5, 10], и получить постоянный идеальный закон распределения тормозных сил между осями, обеспечивающий одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес автомобиля при условии приложения тормозных сил на осях колес

$$\beta'_{ид} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_x \frac{h - r_{д2}}{L}}{1 - \varphi_x \frac{r_{д2} - r_{д1}}{L}}, \quad (8)$$

где  $\varphi_x$  – продольный коэффициент сцепления колеса с дорогой,  $\varphi_x = \frac{j_x}{g}$ ;  $r_{д1}$ ,  $r_{д2}$  – динамические радиусы передних колес, величины которых изменяются при измерении нормальных нагрузок, м.

Очевидно, что для служебных торможений необходимо определить коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось из условия получения  $k_{уст}=1$  и при приложении тормозных сил на осях колес.

### Цель и постановка задачи

Целью исследования является определение идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями при служебных торможениях из условия обеспечения устойчивости автомобиля против заноса.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить коэффициент устойчивости автомобиля против заноса при служебных торможениях;
- определить идеальный закон распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях.

### Определение коэффициента устойчивости автомобиля при служебных торможениях

Будем считать служебным любое торможение, при котором колеса автомобиля не доводятся до грани блокирования. В этом случае тормозные силы приложены на осях колес (рис. 1) [14].

В схеме, представленной на рис. 1, отсутствуют силы сопротивления качению, которые действуют на катящееся (незаблокированное) колесо. Примем это как допущение.

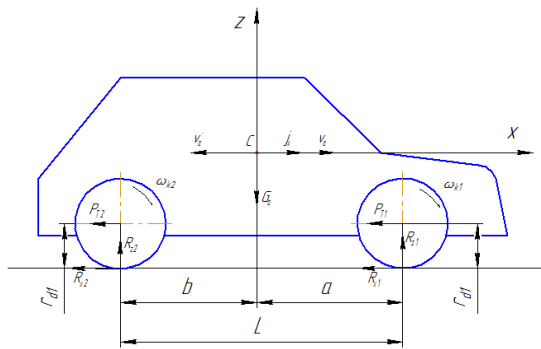


Рис. 1. Расчетная схема сил при торможении автомобиля с незаблокированными колесами:  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  – суммарные касательные реакции на колесах передней и задней осей;  $\omega_{k1}$ ,  $\omega_{k2}$  – угловые скорости передних и задних колес

Из уравнения равновесия всех сил в направлении оси  $Cz$  и моментов в плоскости  $x Cz$  (сумму моментов лучше всего брать относительно центра масс автомобиля  $C$ ) определим суммарные нормальные реакции дороги на осях [14]

$$R_{z1} = G_a \frac{b}{L} + P_{T1} \frac{h-r_{d1}}{L} + P_{T2} \frac{h-r_{d2}}{L}, \quad (9)$$

$$R_{z2} = G_a \frac{a}{L} + P_{T1} \frac{h-r_{d1}}{L} - P_{T2} \frac{h-r_{d2}}{L}. \quad (10)$$

Учитывая соотношения

$$P_{T1} = \beta P_T = \beta m_a j_x, \quad (11)$$

$$P_{T2} = (1-\beta) P_T = (1-\beta) m_a j_x, \quad (12)$$

преобразуем уравнения (9) и (10)

$$R_{z1} = m_a g \left[ \frac{b}{L} + \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} + (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right], \quad (13)$$

$$R_{z2} = m_a g \left[ \frac{a}{L} + \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} - (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right]. \quad (14)$$

Подставляя (11)–(14) в выражение (6), определим коэффициент устойчивости автомобиля при служебных торможениях

$$k_{уст} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left[ \frac{a}{L} - \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} - (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right]^2 - (1-\beta)^2 \frac{j_x^2}{g^2}}{\varphi^2 \left[ \frac{b}{L} + \beta \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d1}}{L} + (1-\beta) \frac{j_x}{g} \frac{h-r_{d2}}{L} \right]^2 - (1-\beta)^2 \frac{j_x^2}{g^2}}}. \quad (15)$$

Выражение (15) может использоваться для колесных машин, имеющих разные диаметры передних и задних колес. У обычных автомобилей различие динамических радиусов передних и задних колес обусловлено различной нормальной нагрузкой и радиальной жесткостью шины. Если принять допущение того, что

$$r_{d1} = r_{d2} = r_d, \quad (16)$$

то выражение (15) упрощается

$$k_{уст} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left( \frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - (1-\beta)^2 \frac{j_x^2}{g^2}}{\varphi^2 \left( \frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}}. \quad (17)$$

Выражение (17) позволяет оценить изменение коэффициента устойчивости автомобиля при служебных торможениях при росте  $j_x/g$

от нуля до максимальной величины  $\frac{j_x}{g} = \varphi$ .

Указанное выражение позволяет также оценить влияние коэффициента распределения тормозных сил между осями  $\beta$  на устойчивость автомобиля при служебных торможениях.

#### Определение идеального закона распределения тормозных сил между осями при служебных торможениях

Идеальный закон распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях позволяет получить  $k_{уст}=1$  [6] при любых значениях  $\varphi$  и  $j_x$ . Принимая

$\beta = \beta_{ид}^{**}$  и приравняв правую часть уравнения (17) к единице, получим уравнение

$$-\beta_{ид}^{**2} (b^2 - a^2) \frac{j_x^2}{\varphi^2 g^2} + 2\beta_{ид}^{**} b^2 \frac{j_x^2}{\varphi^2 g^2} + + \left( \frac{h - r_d}{L} \right)^2 (b^2 - a^2) \frac{j_x^2}{g^2} - -2 \frac{ab}{L} \frac{h - r_d}{L} (b - a) \frac{j_x}{g} - b^2 \frac{j_x^2}{g^2} = 0 \quad (18)$$

Разделив почленно левую часть уравнения (18) на  $-(b^2 - a^2)$  и на  $j_x^2/g^2$ , получим приведенное квадратное уравнение

$$\beta_{ид}^{**2} - 2 \frac{b^2}{b^2 - a^2} \beta_{ид}^{**} - \varphi^2 \left( \frac{h - r_d}{L} \right)^2 + + \frac{2ab(h - r_d)}{L(b^2 - a^2)} \frac{g\varphi^2}{j_x} + \frac{b^2}{b^2 - a^2} = 0 \quad (19)$$

Решение уравнения (19), исключающее корень, не имеющий физического смысла

$$\beta_{ид}^{**} = \frac{b^2}{b^2 - a^2} \left[ 1 - \frac{a}{b} \sqrt{1 - \frac{(b^2 - a^2)}{a^2 b^2} \varphi \frac{h - r_d}{L} \times \left( \frac{2ab}{b^2 - a^2} \frac{g\varphi}{j_x} - \varphi \frac{h - r_d}{L} \right)} \right] \quad (20)$$

Выражение (20) справедливо для автомобилей, у которых  $b \neq a$ .

Уравнение (20) не позволяет определять  $\beta_{ид}$  для автомобилей, у которых  $a = b = L/2$ . Для решения этой задачи в уравнении (18) примем  $a = b = L/2$ . В этом случае

$$\beta_{ид}^{**} = 0,5 + \frac{g}{j_x} \varphi^2 \frac{h - r_d}{L} \quad (21)$$

Таким образом, для автомобилей, имеющих центр масс, расположенный посередине базы, идеальный коэффициент распределения изменяется от величины соотношения  $j_x/g$  по гиперболическому закону (рис. 2).

Величина  $\beta_{ид}^{**}$  не может быть больше единицы. Относительное ускорение, при котором

$\beta_{ид}^{**} = 1$  может быть определено из уравнения (21)

$$\frac{j_x}{g} = 2\varphi^2 \frac{h - r_d}{L} \quad (22)$$

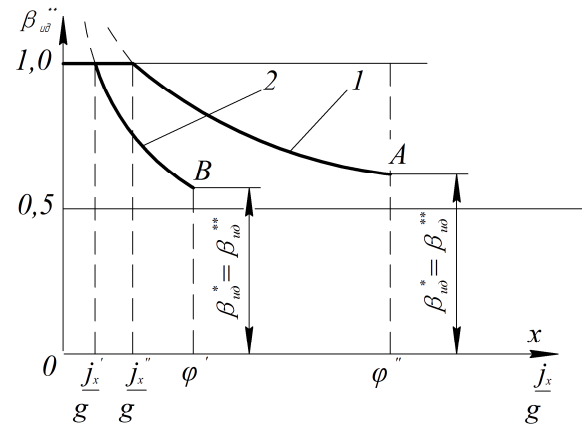


Рис. 2. Зависимость  $\beta_{ид}^{**}(j_x/g)$  для автомобиля, имеющего  $a = b = L/2$ : 1 –  $\varphi = \varphi'$ ; 2 –  $\varphi = \varphi''$

Из рис. 2 определим

$$j_x' = 2(\varphi')^2 g \frac{h - r_d}{L} \quad \text{при } \varphi = \varphi'; \quad (23)$$

$$j_x'' = 2(\varphi'')^2 g \frac{h - r_d}{L} \quad \text{при } \varphi = \varphi''. \quad (24)$$

При выполнении условия

$$\frac{j_x}{g} \leq 2\varphi^2 \frac{h - r_d}{L} \quad (25)$$

Служебные торможения легкового автомобиля, имеющего  $a = b = L/2$ , необходимо осуществлять только передними тормозными механизмами.

Полученные на примере автомобиля с расположенным посередине базы центром масс результаты противоречат рекомендациям Антонова А.Д. [10].

### Выводы

Полученные аналитические выражения позволяют производить оценку устойчивости двухосных автомобилей при различных развесаемых при служебных торможениях замедлениях.

Полученное аналитическое выражение для расчета идеального по условию обеспечения устойчивости двухосного автомобиля при служебных торможениях распределения тормозных сил позволяет в дальнейшем предложить автоматические устройства регулирования тормозных сил на осях.

С увеличением замедления двухосного автомобиля (с расположенным посередине базы центром масс) при служебных торможениях тормозная сила, приходящаяся на переднюю ось, должна уменьшаться по отношению к тормозной силе на задней оси.

### Литература

1. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1949. – 143 с.
2. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение. – 1962. – № 18. – С. 36.
4. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Демьянюк. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
5. Антонов А.Д. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А.Д. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
6. Подригало М.А. Устойчивость колёсных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый. – Х.: ХГАДТУ, 1999. – 93 с.
7. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 1. – С. 2526.
8. Подригало М.А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля (в порядке обсуждения) / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 8. – С. 23–25.
9. Подригало М.А. Очередность блокирования колес в различных фазах процесса торможения двухосного автомобиля /

- М.А. Подригало, А.И. Назаров, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность. – 2013. – № 6. – С. 17–21.
10. Подригало М.А. Распределение тормозных сил между осями современных АТС, учитывающее фазы процесса его торможения / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 7. – С. 17–21.
  11. Подригало М.А. Определение коэффициента устойчивости двухосного автомобиля против заноса в процессе случайного торможения / М.А. Подригало, М.В. Байцур, В.Н. Павленко // Автомобильный транспорт. – 2007. – № 20. – С. 13–15.
  12. Подригало М.А. Уточнение коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.Н. Павленко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2011. – Вип. 121. – С. 7–10.
  13. Подригало М.А. Уточнение идеального распределения тормозных сил между колесами автомобиля при действии боковой силы / М.А. Подригало // Новітні технології. Наукові розробки. Аналіз. Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – № 4. – С. 72–79.
  14. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов / М.А. Подригало. – Х.: Академия ВВ МВС Украины, 2013. – 222 с.

### References

1. Chudakov E. A. *Ustojchivost' avtomobilja protiv zanosa* [Stability vehicle against skidding]. Moscow, Mashgiz Publ., 1949. 143 p.
2. Chudakov E. A. *Bokovaja ustojchivost' avtomobilja pri tormozhenii* [Lateral stability of the vehicle during braking]. Moscow, Mashgiz Publ., 1952. 183 p.
3. Bulgakov N.A., Gredeskul A.B., Lomaka S.I. *Issledovanie dinamiki tormozhenija avtomobilja* [Study of the dynamics of a vehicle braking]. *Nauchnoe soobshhenie*, 1962, Vol. 18. p. 36
4. Genbom B.B., Gudz G.S., Dem'janjuk V.A. *Voprosy dinamiki tormozhenija i teorii rabochih processov tormoznyh sistem avtomobilej* [Questions braking dynamics

- and the theory of workflow brake systems]. L'vov, Vishha shkola Publ., 1974. 234 p.
5. Antonov A. D. *Teorija ustojchivosti dvizhenija mnogoosnyh avtomobilej* [Theory of motion stability of multi-car]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 216 p.
  6. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyj V.I. *Ustojchivost' koljosnyh mashin pri tormozhenii* [Resistance wheeled vehicles braking]. Kharkov, KhGADTU Publ., 1999. 93 p.
  7. Podrigalo M.A. Kachenie avtomobil'nogo kolesa i opredelenie ponjatija «tjagovaja sila» [Rolling automotive wheel and the definition of «pulling power»]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2007, Vol. 1. pp. 25–26.
  8. Podrigalo M. A., Nazarov V. I. Vlijanie tormoznyh momentov na velichinu dinamicheskikh vertikal'nyh reakcij dorogi na osjah avtomobilja (v porjadke obsuzhdenija) [Influence braking torque on the value of vertical dynamic reactions of the road on the axles of the car (in order of discussion)]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2011, Vol. 8. pp. 23–25.
  9. Podrigalo M.A., Nazarov A.I., Nazarov V.I. Ocherednost' blokirovanija koles v razlichnyh fazah processa tormozhenija dvuhosnogo avtomobilja [Priority blocking the wheels in different phases of the two-axle vehicle braking]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2013, Vol. 6. pp. 17–21.
  10. Podrigalo M.A., Nazarov V.I. Raspredelenie tormoznyh sil mezhdu osjami sovremennyh ATS, uchityvajushhee fazy processa ego tormozhenija [Brake force distribution between the axles modern PBX, which takes into account the phase of its braking]. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2012, Vol. 7. pp. 17–21.
  11. Podrigalo M.A., Bajcur M.V., Pavlenko V.N. Opredelenie koeficienta ustojchivosti dvuhosnogo avtomobilja protiv zanosa v processe sluchajnogo tormozhenija [Determination of the stability of two-axle vehicle against skidding during braking random]. *Avtomobil'nyj transport*, 2007, Vol. 20. pp. 13–15.
  12. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Pavlenko V.N. Utochnenie koeficienta raspredelenija tormoznyh sil mezhdu osjami avtomobilja pri sluzhebnyh tormozhenijah [Refinement coefficient brake force distribution between the axles of the car at the service brake]. *Visnik SevNTU. Zbirnik naukovih prac'. Serija: mashinopribuduvannja ta transport*, 2011, Vol. 121. pp. 7–10.
  13. Podrigalo M.A. Utochnenie ideal'nogo raspredelenija tormoznyh sil mezhdu kolesami avtomobilja pri dejstvii bokovoj sily [Clarification ideal brake force distribution between the wheels of the car under the influence of a lateral force]. *Novitni tehnologii. Naukovi rozrobki. Analiz. Visnik Donec'koj akademij avtomobil'nogo transportu*, 2011, Vol. 4. pp. 72–79.
  14. Podrigalo M.A. *Novoe v teorii jekspluatacionnyh svojstv avtomobilej i traktorov* [New theory of operational properties of cars and tractors], Kharkov, Akademija VV MVS Ukrainy Publ., 2013. 222 p.

Рецензент: В.И. Клименко, профессор, к.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 28 мая 2015 г.