

УДК 629.083

**А.И. Назаров<sup>1</sup>, И.А. Назаров<sup>1</sup>, Е.М. Шпинда<sup>1</sup>, Н.И. Мисюра<sup>1</sup>, В.Б. Коханенко<sup>2</sup>**  
*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет<sup>1</sup>*

*Национальный университет гражданской защиты Украины<sup>2</sup>*

### **ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЖЕНИЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

*Рассматриваются вопросы, связанные с влиянием изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos в различном весовом состоянии на величину относительного изменения замедления в процессе эксплуатации и выбором рационального его значения. Выбор такого коэффициента распределения тормозных сил, в соответствии с уточненной теорией, позволит при экстренных торможениях на сухом асфальтобетоне создать условия для реализации большего тормозного момента на колесах задней оси автомобиля.*

*Ключевые слова:* двухосный автомобиль, коэффициент межосевого распределения тормозных сил, замедление.

**О.І. Назаров<sup>1</sup>, І.О. Назаров<sup>1</sup>, Є.М. Шпинда<sup>1</sup>, М.І. Мисюра<sup>1</sup>, В.Б. Коханенко<sup>2</sup>**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>1</sup>*

*Національний університет цивільного захисту України<sup>2</sup>*

### **ВПЛИВ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ДВОВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ**

*Розглядаються питання, пов'язані з впливом зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля Lanos у різному ваговому стані на величину відносної зміни уповільнення в процесі експлуатації і вибором раціонального його значення. Вибір такого коефіцієнта розподілу гальмівних сил, відповідно до уточненої теорії, дозволить при екстрених гальмуваннях на сухому асфальтобетоні створити умови для реалізації більшого гальмівного моменту на колесах задньої осі автомобіля.*

*Ключові слова:* двовісний автомобіль, коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівних сил, уповільнення.

**A. Nazarov<sup>1</sup>, I. Nazarov<sup>1</sup>, E. Spinda<sup>1</sup>, N. Misura<sup>1</sup>, V. Kochanenko<sup>2</sup>**

*Kharkov National Automobile and Highway University<sup>1</sup>*

*National University of Civil Protection of Ukraine<sup>2</sup>*

### **INFLUENCE OF CHANGE OF BRAKING FORCES DISTRIBUTION COEFFICIENT DURING OPERATION ON THE TWO-SHAFT CAR BRAKING EFFICIENCY**

*Issues related to the influence of changes in the brake force distribution coefficient between the axles of a Lanos passenger car in a different weight state on the value of the relative change in deceleration during operation and the choice of its rational value are considered. The choice of such a coefficient of distribution of braking forces, in accordance with a revised theory, will allow for emergency braking on dry asphalt concrete to create conditions for the realization of a greater braking torque on the wheels of the rear axle of the car.*

*The specified refinements did not affect the value of the rational calculated coefficient of adhesion, but the value of the constant coefficient of distribution of braking forces between the axles corresponding to this choice is shifted to the region of lower values. The choice of such a coefficient of distribution of braking forces, in accordance with a revised theory, will allow for emergency braking of Lanos cars on dry asphalt concrete to create conditions for the realization of a relatively greater deceleration of up to 16.5%.*

*Key words:* biaxial car, center brake distribution coefficient, deceleration.

**Постановка проблеми.** В известных работах [1, 2] определены суммарные динамические нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля в соответствии с классической теорией, т.е. на грани блокирования колес.

Необходимость получения выражения для идеального распределения тормозных сил была обусловлена [3-5] необходимостью предотвращения одновременного блокирования передних и задних колес, что оказывает влияние на устойчивость и эффективность торможения. Поэтому необходимо рассмотреть модель автомобиля, соответствующую торможению с незаблокированными и заблокированными колесами на горизонтальном участке пути, с учетом внешних тормозных моментов на осях и сил аэродинамического сопротивления автомобиля, а также моментов инерции вращающихся масс и моментов сопротивления качению колес.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Оценка влияния суммарных динамических нормальных реакций на колесах каждой оси автомобиля на предельное распределение тормозных сил предоставляет возможность сформулировать основные причины

снижения тормозной эффективности легковых автомобилей в процессе их эксплуатации, среди которых имеет место не полное использование удельной тормозной силы на колесах задней оси.

Идеальному процессу торможения с одновременным доведением до грани блокирования всех колёс соответствует классическое уравнение [1]

$$\beta = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}, \quad (1)$$

где  $b, h$  – координаты центра масс транспортного средства;

$L$  – продольная база транспортного средства;

$z$  – коэффициент торможения.

Указанное выражение работает для динамической модели автомобиля в случае торможения со всеми заблокированными колёсами, однако при не заблокированных колесах зависимость для тормозной силы на колесах задней оси не идентична.

**Не решенная часть проблемы.** В классической литературе [1, 2] дана оценка изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при торможении с заблокированными колесами. Однако влияние изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом фаз процесса торможения на эффективность торможения ранее не рассматривалось.

**Цель и методы ее достижения.** Целью работы является оценка влияния коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля на минимальное относительное замедление с учетом фаз процесса торможения.

Решение поставленной проблемы обеспечивается использованием обобщения и анализа известных научных результатов с использованием методов классической механики и математического моделирования.

**Алгоритм решения.** Для оценки минимального различия между значениями нормальных осевых реакций, определяемых из выражений по классической [1, 2] и уточненной [6-8] теории торможения автомобиля, воспользуемся полученными уравнениями для нормальных реакций

$$R_{z1} = G_a \cdot \left[ \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right], \quad (2)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \left[ \frac{a}{L} - z \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right], \quad (3)$$

где  $G_a$  – вес автомобиля;

$a$  – координата центра масс автомобиля;

$r_\delta$  – динамический радиус колес автомобиля.

Процесс торможения автомобиля, при котором колёса передней и задней осей одновременно доводятся до грани блокирования, можно считать идеальным, и к которому необходимо стремиться. Его реализация возможна при недопущении блокирования колёс и коэффициенте распределения общей тормозной силы на переднюю ось, определяемом из [6]

$$\beta = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\delta}{L}. \quad (4)$$

Предположим, что, имея идеальное устройство для распределения тормозных сил, возможным есть доведение передних и задних колёс до предела блокирования. В этом случае в соответствии с уточненной теорией тормозные силы на осях будут отличаться от классических и соответствуют уравнениям [6-8]

$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right], \quad (5)$$

$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{a}{L} - z \cdot \frac{h - r_\delta}{L} \right]. \quad (6)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью дороги.

С использованием известных классических [1, 2] и представленных [6-8] выше уточненных зависимостей, на примере легкового автомобиля Lanos, получены расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями, представлены в табл. 1 и табл. 2, при следующих параметрах [9]:

– автомобиль со снаряженной массой ( $a=0,959$  м,  $b=1,561$  м,  $h=0,561$  м,  $h_w=0,63$  м,  $L=2,52$  м;  $r_{св}=0,28$  м,  $G_a=10960$  Н);

– автомобиль с полной массой ( $a=1,185$  м,  $b=1,335$  м,  $h=0,402$  м,  $h_w=0,471$  м,  $L=2,52$  м;  $r_{св}=0,28$  м,  $G_a=15950$  Н).

Таблица 1

**Расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos со снаряженной массой**

Параметр	Значение параметра							Расчетная формула
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент торможения, $z$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент, $\beta$	0,642	0,653	0,664	0,675	0,686	0,697	0,708	(4)
	0,664	0,686	0,708	0,730	0,752	0,774	0,796	(1)

Таблица 2

**Расчётные значения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos с полной массой**

Параметр	Значение параметра							Расчетная формула
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент торможения, $z$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент, $\beta$	0,540	0,545	0,55	0,555	0,560	0,565	0,570	(4)
	0,562	0,578	0,594	0,610	0,626	0,642	0,658	(1)

На основании расчетных данных (см. табл. 1 и табл. 2) построены графические зависимости коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos от коэффициента торможения, представленные на рис. 1 и рис. 2.

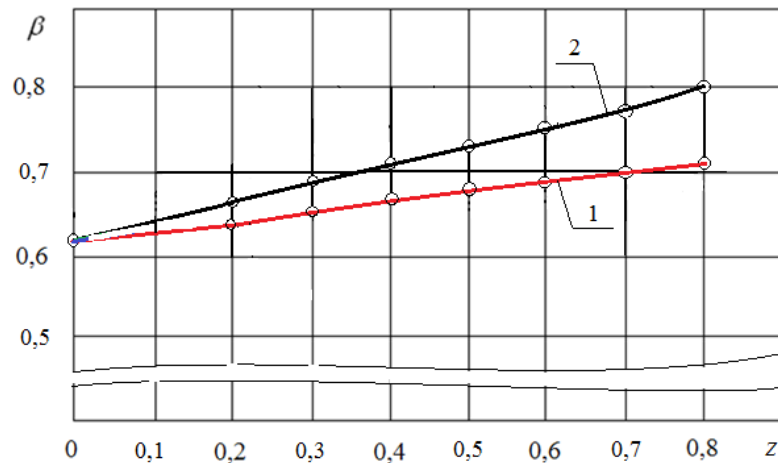
Анализ кривых (см. рис. 1 и рис. 2) показывает, что величина коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при заблокированных колёсах (кривая 2) расположена выше кривой 1 (при неблокированных колесах). При этом в случае торможения легкового автомобиля с неблокированными колесами коэффициент распределения тормозных сил изменяется в меньших пределах, чем при блокированных. Максимального же значения достигает коэффициент распределения тормозных сил между осями при любом нагрузочном состоянии легкового автомобиля в случае достижения предела блокирования всех колес.

С учетом аэродинамического фактора [7, 8] при торможении со всеми заблокированными колёсами предельные тормозные силы на осях автомобиля будут определяться по зависимостям

$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} - \frac{\Delta P_{wi}}{G_a} \right], \quad (7)$$

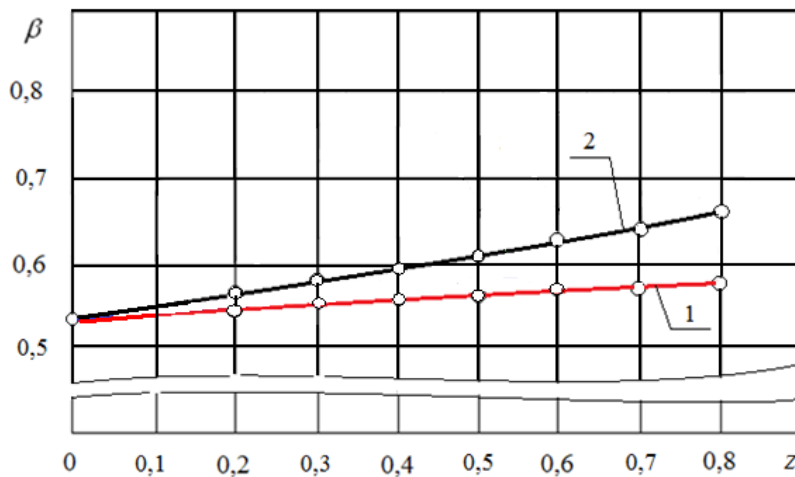
$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} + \frac{\Delta P_{wi}}{G_a} \right]. \quad (8)$$

где  $\frac{\Delta P_{wi}}{G_a}$  – аэродинамический фактор.



- 1 – кривая, соответствующая торможению без блокирования колёс;  
2 – кривая, соответствующая торможению при всех заблокированных колёсах

**Рис. 1. Изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos со снаряженной массой**



- 1 – кривая, соответствующая торможению без блокирования колёс;  
2 – кривая, соответствующая торможению при всех заблокированных колёсах

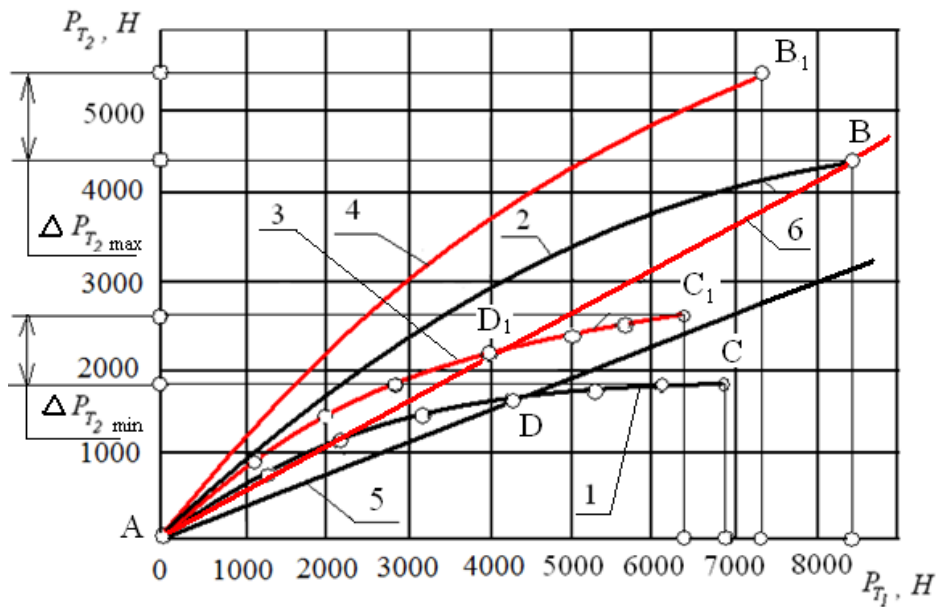
**Рис. 2. Изменение коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos с полной массой**

Пренебрегая аэродинамическим сопротивлением автомобиля, полученные зависимости принимают вид классических [1]

$$P_{T1} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right], \quad (9)$$

$$P_{T2} = G_a \cdot \varphi \cdot \left[ \frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} \right]. \quad (10)$$

На рис.3 приведены графические зависимости идеальных осевых тормозных сил автомобиля Lanos, построенные с помощью уравнений (7) и (8) в соответствии с уточненной теорией (кривые 3 и 4) и с помощью уравнений (9) и (10) – в соответствии с классической теорией (кривые 1 и 2), а также действительных осевых тормозных сил (прямые 5 и 6), обеспечиваемых тормозным приводом.



- 1 и 2 – кривые существующего идеального распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos со снаряженной массой;
- 3 и 4 – кривые предлагаемого идеального распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos с полной массой;
- 5 и 6 – прямые постоянного распределения тормозных сил

**Рис. 3. Существующие и предлагаемые идеальные характеристики распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos**

В соответствии с уточненной теорией [7, 8] по расчёту рационального распределения тормозных сил между осями при некотором оптимальном коэффициенте сцепления [2] согласно (4) для неблокированных колес можно определить

$$\beta_{рац} = \frac{b}{L} + \varphi_o \cdot \frac{h - r_{\delta}}{L}. \tag{11}$$

Тогда согласно (1) для блокированных колес рациональный коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля

$$\beta_{рац} = \frac{b}{L} + \varphi_o \cdot \frac{h}{L}. \tag{12}$$

При неблокированных колесах двухосного автомобиля с учетом зависимости Гредескула А.Б. [2] в пределах изменения коэффициента торможения от минимального до максимального значения соотношение осевых тормозных сил будет соответствовать

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{1}{\beta_{рац}} - 1 = \frac{1}{\frac{b}{L} + \left( \frac{a}{L} \cdot z_{min} + \frac{b}{L} \cdot z_{max} \right) \cdot \frac{h - r_{\delta}}{L}} - 1. \tag{11}$$

При блокированных колесах это соотношение имеет вид

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{1}{\beta_{рац}} - 1 = \frac{1}{\frac{b}{L} + \left( \frac{a}{L} \cdot z_{min} + \frac{b}{L} \cdot z_{max} \right) \cdot \frac{h}{L}} - 1. \tag{12}$$

Прямая 5 (см. рис. 3) соответствует существующему постоянному рациональному распределению тормозных сил между осями автомобиля Lanos. При чем, точка D пересечения кривой 1 и прямой 5 соответствует оптимальному коэффициенту сцепления колёс с дорогой  $\varphi_o = 0,53$ , при котором в соответствии с классической теорией должно происходить одновременное блокирование колёс при выбранном постоянном распределении тормозных сил между осями, характеризуем выражением (1),  $\beta = \beta_{рац} = 0,74$ .

Однако, в соответствии с выражением (4) постоянное значение коэффициента распределения тормозных сил между осями при  $\varphi_o = 0,53$  равно  $\beta = \beta_{рац} = 0,68$ .

При этом точка  $D_1$  пересечения кривой 3 и прямой 6 соответствует оптимальному коэффициенту сцепления колёс с дорогой, при котором должно происходить доведение до грани блокирования всех колёс при выбранном постоянном распределении тормозных сил между осями  $\beta = \beta_{рац} = 0,68$  (см. рис. 3).

Таким образом, приведенные уточнения не повлияли на величину оптимального расчётного коэффициента сцепления  $\varphi_o = 0,53$ .

Кроме того, величина коэффициента межосевого распределения тормозной силы, определяемая в соответствии с полученным уравнением (4)  $\beta = \beta_{рац} = 0,68$ , меньше, нежели полученная по (1)  $\beta = \beta_{рац} = 0,74$ .

Следовательно, выбор коэффициента межосевого распределения тормозных сил в соответствии с уточненной теорией, по сравнению с классической, позволяет создать условия при торможениях на сухом асфальтобетоне (точки  $C_1$  и  $B_1$ , см. рис. 3) для реализации большей тормозной силы на колесах задней оси автомобиля Lanos со снаряженной массой на  $\Delta P_{T2max} = 30,1\%$ , а с полной массой – на  $\Delta P_{T2max} = 20,5\%$ .

При этом минимальная величина относительного увеличения замедления двухосного автомобиля теоретически возможна при минимально возможном аэродинамическом сопротивлении, определяемом коэффициентом лобового сопротивления и начальной скоростью торможения, и может быть определена по формуле

$$\delta_j = 1 - \frac{P_{T1}^k + P_{T2}^k}{P_{T1}^y + P_{T2}^y + P_w}, \quad (13)$$

где  $P_{T1}^k, P_{T2}^k$  – предельные тормозные силы на передней и задней осях автомобиля в  $i$ -ом весовом состоянии, определяемые по классической теории (точки  $C$  и  $B$ , см. рис. 3);

$P_{T1}^y, P_{T2}^y$  – предельные тормозные силы на передней и задней осях автомобиля в  $i$ -ом весовом состоянии, определяемые по уточненной теории (точки  $C_1$  и  $B_1$ , см. рис. 3);

$P_w$  – аэродинамическая сила лобового сопротивления автомобиля.

Минимальная величина относительного увеличения замедления автомобиля Lanos с коэффициентом лобового сопротивления 0,35 имеет место при начальных скоростях торможения до 80 км/час и составляет около 5,5%.

Как видно, с учетом минимального аэродинамического сопротивления автомобиля Lanos, что справедливо при начальных скоростях торможения до 80 км/час, увеличение предельных замедлений, определяемых по классической и уточненной теории, незначительно и разнится в пределах погрешности расчета. Следовательно, это и есть то значение начальной скорости торможения данного автомобиля, при котором аэродинамическое сопротивление можно не учитывать.

Таким образом, для легкового автомобиля Lanos в случае экстренных торможений с начальной скоростью более 80 км/час в соответствии с уточненной теорией точка одновременного доведения до грани блокирования всех колёс должна находиться на пересечении кривой 3 и прямой 6 (см. рис. 3) при  $\varphi_o = 0,53$  и  $\beta = 0,68$ . В таком случае при экстренных торможениях учет сил аэродинамического сопротивления движению создает условия для реализации большего тормозного момента на колесах задней оси, что повышает эффективность торможения на 16,5%.

**Выводы.** В результате проведенных теоретических исследований получен диапазон изменения идеального коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos при изменении коэффициента торможения в пределах 0,2–0,8, который составляет:

- а) для автомобиля со снаряженной массой при торможении:
  - с неблокированными колесами 0,642–0,708;
  - с блокированными колесами 0,664–0,709;
- б) для автомобиля с полной массой при торможении:
  - с неблокированными колесами 0,540–0,570;

- с заблокированными колесами 0,562–0,658.

Следовательно, идеальный коэффициент распределения тормозных сил с увеличением коэффициента торможения в случае неблокированных колес обеих осей автомобиля изменяется в меньших пределах, чем при заблокированных, на 18,7–19,6%.

2. Учет фаз процесса экстренного торможения легкового автомобиля Lanos не оказывает влияния на выбор оптимального расчетного коэффициента сцепления, однако соответствующие этому выбору значение постоянного коэффициента распределения тормозных сил между осями смещается в область более низких значений.

Выбор такого коэффициента распределения тормозных сил, в соответствии с уточненной теорией, позволит при экстренных торможениях двухосных автомобилей на сухом асфальтобетоне, например Lanos, создать условия для реализации большего замедления на 16,5%, что соответствует увеличению тормозного момента на колесах задней оси со снаряженной массой на 30,1%, с полной массой - на 20,5%.

3. Совместный учет фаз процесса торможения двухосного автомобиля и сил аэродинамического сопротивления движению создает условия для реализации большего тормозного момента на колесах задней оси за счет снижения действительного коэффициента межосевого распределения тормозных сил, что повышает эффективность экстренных торможений, начиная с некоторой начальной скорости торможения в соответствии с коэффициентом лобового сопротивления кузова.

#### **Список использованной литературы:**

1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
2. Гредескул А.Б. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. – Харьков: ХАДИ, 1980. – 24с.
3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
4. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.
5. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля / Гухо В.Г.; [пер. с немец.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 403 с.
6. Podrigalo, M. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / Podrigalo, M., Klets D., Sergiyenko O. and other // SAE 36th Annual Brake Colloquium and Exhibition, Brake 2018; JW Marriott Desert Springs Palm Desert; United States. – 14–17 October 2018. – Engin. Inst, Baja Calif. Autonom. Univ., Mexico, 2018.
7. Назаров І.О. Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів: Міжвузівський збірник / Назаров І.О., Назаров В.І. // Наукові нотатки (за галузями знань «Технічні науки»). Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Вып. 56. С. 119-127
8. Nazarov I. Evaluation of research road car Lanos, equipped with an advanced hydraulic brake drive: Сборник научн. трудов / Nazarov I. // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2016. – Вып.39. – С. 101–108
9. Назаров В.И. Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги / Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Механіка та машинобудування». – Харків, 2014. – №1. – С. 102-110.

#### **Рецензенты:**

**Волков В.П.**, докт. техн. наук, профессор, ХНАДУ

**Войтов В.А.**, докт. техн. наук, профессор, ХНТУСХМ

Стаття надійшла до редакції 15.09.2019