

УДК 629.083:621- 113

А. И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;

И. А. НАЗАРОВ, аспирант, ХНАДУ;

В. И. НАЗАРОВ, ведущий инженер Запорожского автомобильного завода

ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА КОЛЕСАХ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ, ДВИЖУЩЕГОСЯ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ ПО ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ДОРОГЕ С ФИКСИРОВАННЫМ РАДИУСОМ КРИВИЗНЫ

Предложена математическая модель оценки вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля при экстренном торможении на горизонтальном участке дороги с фиксированным радиусом кривизны и учетом аэродинамических возмущающих факторов. Установлено, что осевые тормозные силы автомобиля, определяемые по классическим зависимостям, не учитывающим действие аэродинамических составляющих, распределяются не в строгом соответствии с их действительными нормальными реакциями. Сделаны выводы о том, что при экстренном торможении легкового автомобиля в таком случае имеется запас (до 15%) по увеличению тормозного момента на колесах задней оси, реализовать который возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил.

Ключевые слова: легковой автомобиль, экстренное торможение, вертикальная реакция, аэродинамический фактор, фиксированный радиус кривизны.

Введение. В наибольшей степени на эксплуатационные свойства легковых автомобилей влияют дорожные условия. К ним относят: элементы профиля и плана дорог, рельеф местности, включающие повороты с фиксированным радиусом кривизны.

Анализ последних достижений и публикаций. Так как условия эксплуатации легковых автомобилей существенно влияют на их тормозные свойства, то это необходимо учитывать с целью обеспечения необходимой эффективности торможения и функциональной способности тормозных систем в конкретных условиях эксплуатации [1-3].

Основные характеристики эксплуатируемых автомобильных дорог представлены в табл. 1 [4].

Таблица 1 – Поперечные уклоны проезжей части дороги на виражах

Радиусы кривых в плане, м	Поперечный уклон проезжей части на виражах, ‰
От 3000 до 1000 для дорог I-а та II-б категории	от 25 до 35
От 2000 до 1000 для дорог II, III, категории	от 25 до 35
От 1000 до 800 для дорог IV, V категории	от 35 до 45
От 800 до 700	45
От 700 до 650	от 45 до 50
От 650 до 600	от 50 до 60
От 600 до 400 и менее	60
Примечание. Меньшие значения поперечных уклонов соответствуют большим радиусам кривых, а большие – меньшим.	

© А. И. Назаров, И. А. Назаров, В. И. Назаров, 2015

Доказано [5-9], что в случае экстренного торможения легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги с фиксированным радиусом кривизны и учетом влияния конструкции и жесткостей подвесок передней и задней оси автомобиля, а также межколесного дифференциала нормальные реакции распределяются не равномерно по колесам каждой оси. Кроме того, в таком случае при экстренном торможении имеет место неравномерность распределения вертикальных реакций по колесам каждой оси автомобиля от действия составляющих аэродинамической силы и центробежной силы инерции[10-14].

В классических зависимостях [10-14] для определения осевых тормозных сил с целью упрощения этих зависимостей вертикальные реакции, входящие в них, определяются без учета действия эксплуатационных условий.

Цель и постановка задачи. Целью работы является оценка изменения величины вертикальных реакций на колесах легковых автомобилей, определяемых для случая экстренного торможения на дороге с фиксированным радиусом кривизны с учетом аэродинамического фактора, по сравнению с его отсутствием.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Для оценки перераспределения вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом R кривизны, рассмотрим сумму моментов всех сил, в том числе и возмущающих факторов (центробежная сила, составляющие аэродинамической силы), относительно точек M и K , действующих в поперечной плоскости автомобиля (рис. 1).

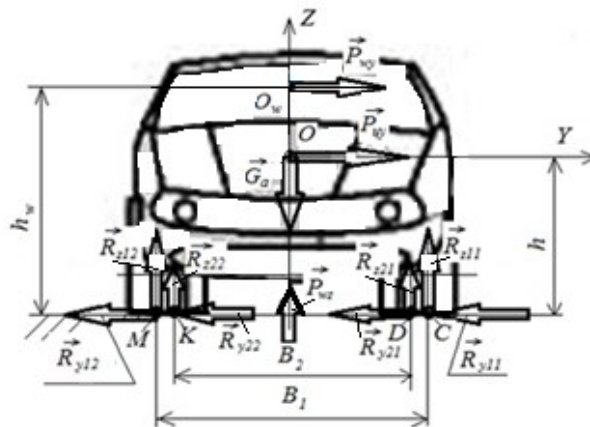


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид спереди)

Сумма моментов действующих сил относительно точки M (см. рис. 1)

$$R_{z11} \cdot B_1 + R_{z21} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) + 0,5R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + 0,5P_{wz} \cdot B_1 - 0,5G_a \cdot B_1 - P_{zy} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w = 0, \quad (1)$$

где P_{zy} – боковая составляющая центробежной силы, которая определяется как

$$P_{zy} = P_z \cdot \cos \theta = \frac{m_a \cdot \theta_a^2}{\sqrt{(R+0,5B_2)^2 + b^2}}, \quad (2)$$

где R – радиус кривизны дороги, м (см. табл. 1).

Или окончательно

$$R_{z11} \cdot B_1 + R_{z21} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) + 0,5R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + A = 0, \quad (3)$$

где $A = 0,5P_{wz} \cdot B_1 - 0,5G_a \cdot B_1 - P_{\psi y} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w$.

Рассматривая сумму моментов относительно точки K (см. рис.1), имеем соответственно следующее уравнение

$$R_{z11} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) - 0,5R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot B_2 + 0,5P_{wz} \cdot B_2 - 0,5G_a \cdot B_2 - P_{\psi y} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w = 0. \quad (4)$$

Или окончательно

$$R_{z11} \cdot (B_2 + 0,5(B_1 - B_2)) - 0,5R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot B_2 + B = 0, \quad (5)$$

где $B = 0,5P_{wz} \cdot B_2 - 0,5G_a \cdot B_2 - P_{\psi y} \cdot h - P_{wy} \cdot h_w$.

Сложив уравнения (3) и (5), получим уравнение с четырьмя неизвестными в виде

$$R_{z11} \cdot (3B_1 + B_2) - R_{z12} \cdot (B_1 - B_2) + R_{z21} \cdot (3B_2 + B_1) + R_{z22} \cdot (B_1 - B_2) + 2(A + B) = 0. \quad (6)$$

Для его решения рассмотрим сумму моментов относительно точки P (рис. 2).

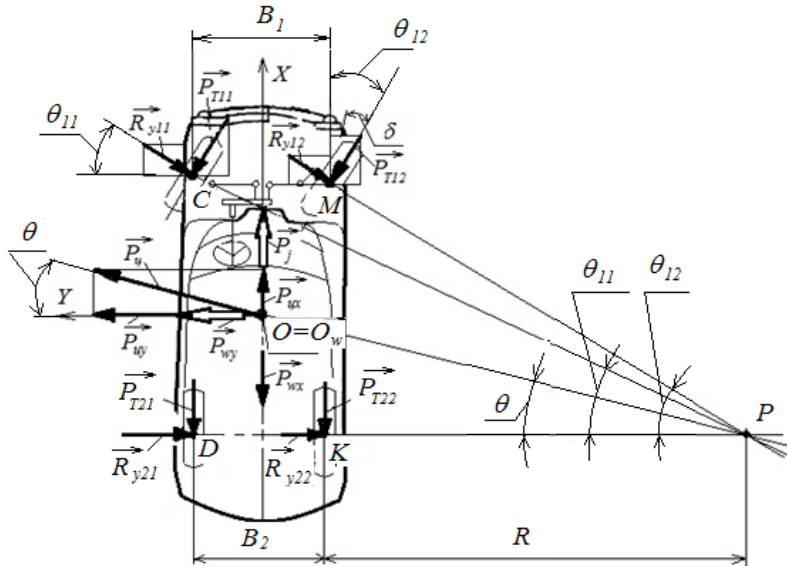


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид сверху)

Для такого случая получим следующее уравнение

$$P_{T11} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{11} - \delta_y)} + P_{T12} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{12} - \delta_y)} + P_{T21} \cdot (R + B_2) + P_{T22} \cdot R + P_{w_x} \cdot (R + 0,5B_2) + P_{c_y} \cdot b + P_{w_y} \cdot b - P_{c_x} \cdot (R + 0,5B_2) - P_j \cdot (R + 0,5B_2) = 0. \quad (7)$$

Учитывая, что:

а) предельные тормозные силы на колесах автомобиля:

– на переднем левом колесе $P_{T11} = R_{z11} \cdot \varphi_{11}$;

– на переднем правом колесе $P_{T12} = R_{z12} \cdot \varphi_{12}$;

– на заднем левом колесе $P_{T21} = R_{z21} \cdot \varphi_{21}$;

– на заднем правом колесе $P_{T22} = R_{z22} \cdot \varphi_{22}$;

б) продольная составляющая центробежной силы инерции автомобиля

$$P_{c_x} = P_c \cdot \sin \theta = \frac{m_a \cdot v_a^2}{(R + 0,5B_2) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{R + 0,5B_2}{b}\right)^2}}, \quad (8)$$

в) углы поворота переднего левого и правого колес соответственно

$$\sin \theta_{11} = \frac{L}{\sqrt{(R + 0,5(B_1 + B_2))^2 + L^2}}, \quad (9)$$

$$\sin \theta_{12} = \frac{L}{\sqrt{(R - 0,5(B_1 - B_2))^2 + L^2}}, \quad (10)$$

г) сила инерции автомобиля

$$P_j = m_a \cdot j, \quad (11)$$

и, обозначая через

$$C = P_{w_x} \cdot (R + 0,5B_2) + P_{c_y} \cdot b + P_{w_y} \cdot b - P_{c_x} \cdot (R + 0,5B_2) - m_a \cdot j \cdot (R + 0,5B_2), \quad (12)$$

после подстановки в уравнение (7) и преобразований получим окончательно

$$R_{z11} \cdot \varphi_{11} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{11} - \delta)} + R_{z12} \cdot \varphi_{12} \cdot \frac{L}{\sin(\theta_{12} - \delta)} + R_{z21} \cdot \varphi_{21} \cdot (R + B_2) + R_{z22} \cdot \varphi_{22} \cdot R + C = 0. \quad (13)$$

В частном случае условно будем полагать, что $\varphi_i = \varphi$.

Полученные уравнения (6) и (13), представляют собой систему из двух уравнений с четырьмя неизвестными.

Преобразуем уравнения системы к виду

$$R_{z1} \cdot (3B_1 + B_2) - 4R_{z12} \cdot B_1 + R_{z2} \cdot (3B_2 + B_1) - 4R_{z22} \cdot B_2 + 2(A + B) = 0, \quad (14)$$

$$\frac{\varphi \cdot L}{\sin(\theta_{11} - \delta)} \cdot R_{z1} - \varphi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{\sin(\theta_{11} - \delta)} - \frac{1}{\sin(\theta_{12} - \delta)} \right) \cdot R_{z12} +$$

$$+\varphi \cdot (R + B_2) \cdot R_{z2} - 4R_{z22} \cdot B_2 + C = 0, \quad (15)$$

где R_{z1} и R_{z2} – осевые вертикальные реакции, определенные далее.
Вводя обозначения

$$E = \frac{\varphi \cdot L}{\sin(\theta_{11} - \delta)}, \quad (16)$$

$$F = \varphi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{\sin(\theta_{11} - \delta)} - \frac{1}{\sin(\theta_{12} - \delta)} \right), \quad (17)$$

$$K = \varphi \cdot (R + B_2), \quad (18)$$

получим уравнение (15) в упрощенной форме

$$E \cdot R_{z1} - F \cdot R_{z12} + K \cdot R_{z2} - 4R_{z22} \cdot B_2 + C = 0, \quad (19)$$

Решая систему, состоящую из уравнений (13) и (19), относительно R_{z12} и R_{z22} имеем

$$R_{z12} = \frac{1}{4B_1 - F} \cdot (R_{z1} \cdot (3B_1 + B_2 - E) + R_{z2} \cdot (3B_2 + B_1 - K) + 2(A + B) - C). \quad (20)$$

$$R_{z22} = \frac{1}{4B_2} \cdot (R_{z1} \cdot E - R_{z12} \cdot F + R_{z2} \cdot K + C). \quad (21)$$

Вертикальные реакции на левом колесе передней R_{z11} и задней R_{z21} оси автомобиля определяются по выражениям соответственно

$$R_{z11} = R_{z1} - R_{z12}, \quad (22)$$

$$R_{z21} = R_{z2} - R_{z22}. \quad (23)$$

Рассмотрим равенство моментов от всех сил, действующих в продольно-вертикальной плоскости автомобиля, относительно точек C и D (рис. 3).

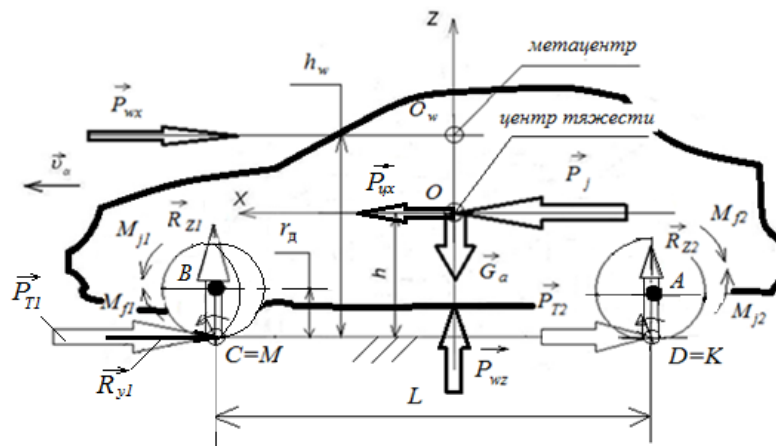


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны (вид сбоку)

В итоге получим выражения

$$R_{z2} \cdot L + P_{wz} \cdot a - G_a \cdot a + P_j \cdot h + P_{цх} \cdot h - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f - \sum M_j = 0, \quad (24)$$

$$-R_{z1} \cdot L - P_{wz} \cdot b + G_a \cdot b + P_j \cdot h + P_{цх} \cdot h - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f + \sum M_j = 0, \quad (25)$$

где $\sum M_j$ – суммарный момент инерции вращающихся масс на передней и задней оси

$$\sum M_j = \sum_{i=1}^2 I_{1i} \cdot \frac{d\omega_{1i}}{dt} \cdot \cos(\theta_{1i} - \delta) + \sum_{i=1}^2 I_{2i} \cdot \frac{d\omega_{2i}}{dt}, \quad (26)$$

где ω_{1i}, ω_{2i} – угловая скорость вращения i -ого колеса передней и задней оси;
 $\sum M_f$ – суммарный момент сопротивления качению колес на передней и задней оси

$$\sum M_f = \sum_{i=1}^2 R_{z1i} \cdot f_a \cdot r_{ст} \cdot \cos(\theta_{1i} - \delta) + R_{z2} \cdot f_a \cdot r_{ст} = f_a \cdot r_{ст} \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}). \quad (27)$$

Откуда после преобразований получим выражения для определения суммарных вертикальных реакций:

- на задней оси автомобиля

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \cdot [m_a \cdot g \cdot (a - z \cdot h) - P_{цх} \cdot h - P_{wz} \cdot a + P_{wx} \cdot h_w + \sum M_f - \sum M_j], \quad (28)$$

- на передней оси автомобиля

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot [m_a \cdot g \cdot (b + z \cdot h) + P_{цх} \cdot h - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot h_w - \sum M_f + \sum M_j]. \quad (29)$$

Полученные уточненные аналитические зависимости (28) и (29) для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси R_{z1} и задней оси R_{z2} легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны, предоставляют возможность оценить их значения для конкретных моделей легковых автомобилей.

Оценку будем производить по сравнительному коэффициенту динамического изменения вертикальных реакций, который представляет собой отношение нагрузки, приходящейся на данную ось (колесо) в конкретном случае торможения, определяемую по полученным зависимостям, к нагрузке на ту же ось (колесо) автомобиля, определяемую по классическим зависимостям, т.е.

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zic}}, \quad (30)$$

где R_{zi} – вертикальная реакция на i -ой осилегкового автомобиля, определяемая по установленным зависимостям (28) и (29);

R_{zic} - вертикальная реакция на i -ой оси (колесе) легкового автомобиля, определяемая по классическим зависимостям [5-10]

$$R_{z1c} = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(b + \frac{j}{g} \cdot h \right), \quad (31)$$

$$R_{z2c} = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(a - \frac{j}{g} \cdot h \right). \quad (32)$$

При помощи компьютерной программы получены расчетные данные динамического изменения вертикальных реакций на колесах передней и задней оси автомобилей DaewooLanos, LadaPriora, ChevroletAveo, KiaForza, представленные в табл. 2.

Таблица 2 – Значения сравнительного динамического изменения вертикальных реакций

Автомобиль	Сравнительный коэффициент динамического изменения вертикальной реакции, m_{Ri} , определяемый			
	по классическим зависимостям (31) и (32)		по новым зависимостям (28) и (29)	
	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось
DaewooLanos	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12
LadaPriora	1,0	1,0	1,02 – 1,05	1,12 – 1,15
ChevroletAveo	1,0	1,0	1,04 – 1,06	1,09 – 1,11
KiaForza	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12

Поскольку в данном эксплуатационном случае вертикальные реакции распределяются неравномерно не только между колесами одноименных осей, но и по бортам, то в тормозном приводе легковых автомобилей должно быть обеспечено регулирование тормозных сил с учетом изменения вертикальных реакций и коэффициента сцепления колес с дорогой. Это возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил [13-16] за счет двухконтурной межбортовой схемы [17-20].

Выводы. Полученные результаты подтверждают, что при экстренном торможении легковых автомобилей, движущихся в воздушном потоке на дороге с фиксированным радиусом кривизны, тормозные силы различных осей распределяются не в строгом соответствии с их действительными нормальными реакциями, определяемыми по классическим зависимостям. Это связано с тем, что не учитывается действие аэродинамического фактора, как одного из эксплуатационных условий. Установлено, что сравнительные коэффициенты динамического изменения вертикальных реакций на осях легковых автомобилей DaewooLanos, LadaPriora, ChevroletAveo, KiaForza, определяемые по установленным зависимостям (28) и (29) находятся в пределах: на передней оси $m_{R1} = 1,02 - 1,08$; на задней оси $m_{R2} = 1,09 - 1,15$. Следовательно, в рассматриваемом эксплуатационном случае имеется запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси (до 15%), реализовать который возможно при установке динамических регуляторов тормозных сил, что повысит безопасность дорожного движения.

Список литературы. 1. Бабков Н.Ф. Дорожные условия и режимы движения автомобилей.–М.:Транспорт,1967.–323с. 2. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля:

перевод с немец. – М.: Машиностроение, 1987. – 403 с. 3. *Heine W.* ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltungschneelfahrenderOmnibussebeiboigenSeitenwinden und Verzogerungen // *Automobiles Industrie/* - Berlin, 1970. - №1.- s. 42-60. 4. ДБН В.2.3-4:2007. Державні будівельні норми України/ Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I. Проектування. / Вводяться назаміну ДБН В.2.3-4-2000. Чинні від 2008-03-01. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2007. 91 с. 5. *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>. 6. *Гредескул А.Б.* О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне // Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. – Тбилиси: Мецниереба.–1968. – с. 56–62. 7. *Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю.* Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения // *Автомобильная промышленность.*- Харьков, ХАДИ. - 1980. - 24с. 8. 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. 9. *Лагунов Л.Я.* Влияние эффективности торможения на повороте на пропускную способность дороги / *Л.Я. Лагунов, Г.С. Прохорова, М.А. Подригало*// *Автомобильный транспорт.* – Киев: Техника, 1982. – Вып.19. – с. 111–116. 10. *Федосов А.С., Подригало М.А.* Исследование потенциальных сцепных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения // *Автомобильный транспорт.* – К.: Техника, 1980. – Вып. 17. – с.73-78. 11. *Zeranski P.* UbertragungtangentialerUmfangs-und Seitenkrafteim Luftreifen // *KFT.* – 1972. – №11.–s.334-337. 12. *Mitschke M., Wiegner P.* Der Blockiervorgangeinesgebremsten Rades // *ATZ.* - 1970. - №10.-с.359-363. 13. *Becker C.* Der Stand der Technic. Eine Betrachtungzur Automobilen twicklunganablich der 49 Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt // *Auto, Moto und Sport.* - Berlin, 1981. - №19.-s.86-97. 14. *Jahn M. Girod I.*Zur Bewertung von Dichtelementen der Kraftfahrzeug-bremshydraulik // *WissenschaftzurTechnik.* - Drezden, 1978. – Т.2. – р. 447-457. 15. *Jahn M.* Stand und Entwicklungstendenzenan Kraftfahrzeugbremsanlagen // *KFT.* – 1972. – №3.–s.78-82. 16. *Jahn M.* Grossen und Wirkungenan der hydraulischenBetatigungsanlage fur Kraftfahrzeugbremsen // *KFT.* – 1980. – №5.-s.136-139.17. *Strien H.*Zweikreis-Bremsanlagen // *ATZ.* - 1968. – №10.–s.339-343. 18. *Strien H.* BremskraftverteilungbeinPersonenwagen // *ATZ.* - 1965. –№8. –s.240-245. 19. *Wilhelm E.* Versucheuber das verhalten des Autorades in der Kurve // *VDI-Zeitschrift.* - Berlin, 1964. - №4.-s.128-192. 20. *Heine W.*ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltung schneelfahren der Omnibussebeiboigen Seitenwinden und Verzogerungen // *Automobiles Industrie.* - Berlin, 1970. – №1.–s.42-60.

Bibliography (transliterated): 1. *Babkov N.F.* Dorozhnyie usloviya i rezhimy dvizheniya avtomobiley.– Moscow:Transport,1967.–323p. 2. *Guho V.G.* Aerodinamika avtomobilya: perevod s nemets. – Moscow: Mashinostroenie, 1987. – 403 p. 3. *Heine W.* ZurFrage der Fahrtrichtungs-haltungschneelfahren der Omnibussebeiboigen Seitenwinden und Verzogerungen. *Automobiles Industrie/* – Berlin, 1970. – No1.– p. 42-60. 4. DBN V.2.3-4:2007. DerzhavnI budIvelnI normi UkraYini/ Sporudi transportu. AvtomobIlnI dorogi. Chastina I. Proektuvannya. / Vvodyatsya na zamInu DBN V.2.3-4-2000. ChinnIvId 2008-03-01. – Kyiv: MInregIonbud Ukrayini, 2007. 91 p. 5. *AgeykinYa.S.* Teoriya avtomobilya [Elektronnyiyresurs]: ucheb. posob. / *Ya.S. Ageykin, N.S. Volskaya.* – Moscow: MGIU, 2008. – 318 p. – Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>. 6. *Gredeskul A.B.* O raspredelenii tormoznyih sil mezhdu osyami avtomobilya pri tormozhenii nauklone. Trudy i

konferentsii po teorii i raschetu avtomobiley, rabotayuschih v gorniyusloviyah. – Tbilisi: Metsniereba.–1968. – p. 56–62. **7.** *Gredeskul A.B., Podrigalo M.A., Favorov N.Yu.* Zakony I regulirovaniya tormoznyih sil avtomobilya pri deystvii bokovoy sily i v protsesse tormozheniya. Avtomobilnaya promyshlennost. – Kharkov, HADI. – 1980. – 24p. **8.** Stabilnost ekspluatatsionnyih svoystv kolesnyih mashin / [*Podrigalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. i dr.*]; pod red. *M.A. Podrigalo.* – Harkov: KhNADU, 2003. – 614 p. **9.** *Lagunov L.Ya.* Vliyanie effektivnosti tormozheniya na povorote na propusknuyu sposobnost dorogi / *L.Ya. Lagunov, G.S. Prohorova, M.A. Podrigalo.* Avtomobilniy transport. – Kiev: Tehnika, 1982. – Vyip.19. – p. 111–116. **10.** *Fedosov A.S., Podrigalo M.A.* Issledovanie potentsialnyih tsepyih vozmozhnostey avtomobilya prideystvii bokovoy sily v protsesse tormozheniya. Avtomobilniy transport. – K.: Tehnika, 1980. – Vyip. 17. – p.73-78. **11.** *Zeranski P.* Ubertragungtangentialer Umfangs-und Seitenkrafteim Luftreifen. KFT. - 1972. – No11. – s.334-337. **12.** *Mitschke M., Wiegner P.* Der Blockier vorgangeinesgebremsten Rades. ATZ. – 1970. – No10. – p. 359-363. **13.** *Becker C.* Der Stand der Technic. Eine Betrachtungzur Automobilen twicklunganablich der 49 InternationalenAutomobil-Ausstellung in Frankfurt. Auto, Moto und Sport. – Berlin, 1981. – No19. – p.86-97. **14.** *Jahn M. Girod I.* ZurBewertung von Dichtelementen der Kraftfahrzeug - brems hydraulik. Wissenschaftzur Technik. – Drezden, 1978. – Vol 2. – p.447-457. **15.** *Jahn M.* Stand und Entwicklungstendenzenan Kraftfahrzeugbremsanlagen. KFT. – 1972. – No3. – p.78-82. **16.** *Jahn M.* Grossen und Wirkungenan der hydraulischen Betatigungsanlage fur Kraftfahrzeugbremsen. KFT. 1980. – No5. – p. 136-139. **17.** *Strien H.* Zweikreis-Bremsanlagen. ATZ. – 1968. - No10. – p. 339-343. **18.** *Strien H.* Bremskraftverteilungbein Personenwagen. ATZ. – 1965. – No8. – p.240-245. **19.** *Wilhelm E.* Versucheuber das verhalten des Autorades in der Kurve. VDI-Zeitschrift. – Berlin, 1964. – No4. – p. 128-192. **20.** *Heine W.* Zur Frage der Fahrtrichtungs-haltungschennellfahren der Omnibussebeiboigen Seitenwinden und Verzogerungen. Automobiles Industrie. – Berlin, 1970. – No1. – p. 42-60.

Надійшла (received) 24.10.14