

УДК 629.083

Д.М. Клец¹, А.И. Назаров¹, Е.М. Шпинда¹, Е.Е. Калашников²

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Харьковский национальный аэрокосмический университет им. Жуковского

ОЦЕНКА РЕАЛИЗАЦИИ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТОВ НА ОСЯХ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ

Разработана методика оценки реализации тормозных моментов на осях легковых автомобилей с учетом аэродинамического сопротивления движению, которая заключается в том, что, начиная с момента нарастания тормозных сил на колесах и заканчивая достижением их предельных значений, фактические нормальные нагрузки на колесах задней оси имеют гораздо большие значения, чем определенные по классической методике. На основании предложенного коэффициента запаса тормозного момента на осях автомобиля Chevrolet Aveo при снаряженной массе установлено возможное увеличение тормозного момента на колесах задней оси на 16,3-30,2% без потери устойчивости.

Ключевые слова: легковой автомобиль, торможение, коэффициент запаса тормозного момента.

Д.М. Клец¹, О.І. Назаров¹, Є.М. Шпінда¹, Є.Є. Калашніков²

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Харківський національний аерокосмічний університет ім. Жуковського

ОЦІНКА РЕАЛІЗАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ МОМЕНТІВ НА ОСЯХ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ РУХУ

Розроблено методику оцінки реалізації гальмівних моментів на осях легкових автомобілів з урахуванням аеродинамічного опору руху, яка полягає в тому, що, починаючи від моменту наростання гальмівних сил на колесах і закінчуючи досягненням ними граничних значень, фактичні нормальні навантаження на колесах задньої осі мають набагато більші значення, ніж визначені за класичною методикою. На підставі запропонованого коефіцієнта запасу гальмівного моменту на осях автомобіля Chevrolet Aveo зі спорядженою масою встановлене можливе збільшення гальмівного моменту на колесах задньої осі на 16,3-30,2% без втрати стійкості.

Ключові слова: легковий автомобіль, гальмування, коефіцієнт запасу гальмівного моменту.

D.M. Klets¹, A.I. Nazarov¹, E.M. Spinda¹, E.E. Kalashnikov²

Kharkov National Automobile and Highway University

Kharkov National Aerospace University Zhukovsky

EVALUATION OF THE REALIZATION OF BRAKE MOMENTS ON THE AXIS OF A PASSENGER CAR TAKING INTO ACCOUNT AERODYNAMIC RESISTANCE TO MOVEMENT

A method has been developed for evaluating the implementation of braking moments on the axles of passenger cars, taking into account the aerodynamic resistance to movement, which consists in the fact that the actual normal loads on the wheels of the rear axle have much greater values, starting with the moment when the braking forces on the wheels increase. than determined by the classical method. Based on the proposed brake torque safety factor on the Chevrolet Aveo vehicle axles with curb weight, a possible increase in the braking torque on the rear axle wheels was found to be 16,3-30,2% without loss of stability.

Keywords: passenger car, braking, brake torque safety factor.

Введение. Стремительное увеличение количества легковых автомобилей на дорогах Украины, а также прогнозируемый рост интенсивности и скорости движения автомобильного транспорта [1], приводят к ужесточению требований к безопасности их использования, что напрямую связано с реализацией предельно-возможных тормозных сил в различных эксплуатационных условиях.

В общем случае эксплуатационные условия при торможении легкового автомобиля включают [1–3]:

- а) действие аэродинамического сопротивления: сила лобового сопротивления, подъемная и боковая аэродинамические силы;
- б) местность и категория дороги, где выполняется торможение;
- в) дорожные условия;
- г) дорожное покрытие: сухой асфальтобетон; мокрый асфальт; укатанный снег; «микс» (мокрый снег, грязь); лед.

В общем случае торможения легкового автомобиля, движущегося на горизонтальном участке дороги, действуют силы аэродинамического сопротивления движению, составляющие несколько процентов от веса автомобиля [4].

Для эксплуатируемых легковых автомобилей аэродинамическое сопротивление зависит, в первую очередь, от коэффициента лобового сопротивления, который находится в пределах 0,18–0,35 [5] и составляет дополнительную силу, препятствующую движению, зависящую от скорости движения и эксплуатационных условий, оговоренных выше.

Анализ последних публикаций и достижений. По данным литературных источников [4, 5] аэродинамическая сила лобового сопротивления, состоит из пяти составляющих, среди которых сопротивление формы кузова 55-60%, внутреннее сопротивление кузова 10-15%, дополнительное сопротивление 10-15%, индуктивное сопротивление 5-10% (вызывается взаимодействием боковой и подъемной силы в направлении продольной оси), сопротивление трению поверхностных слоев автомобиля – 5-10% (рис. 1).

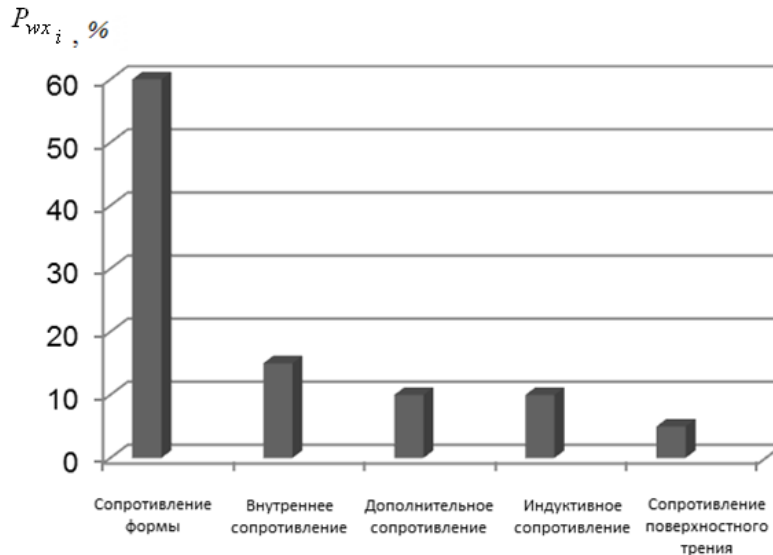


Рис.1 – Диаграмма возможного распределения составляющих аэродинамического сопротивления легкового автомобиля [4, 5]

Как следует из анализа долевого распределения составляющих общего аэродинамического сопротивления легкового автомобиля, львиную долю занимает сила лобового сопротивления P_{wx} и около 10% - индуктивное сопротивление, создаваемое боковую P_{wy} и подъемную P_{wz} силу.

Поскольку в литературных источниках [4–6] присутствуют данные только о коэффициентах аэродинамического сопротивления в продольном направлении легковых автомобилей, то для учета наибольшего влияния аэродинамической силы сопротивления воздушного потока в дальнейшем будем считать, что в общем случае боковая и подъемная силы от воздушного потока, создаваемые индуктивное сопротивление при движении легкового автомобиля, в долевым отношении к силе лобового сопротивления составляют:

– боковую силу

$$P_{wy} = \lambda_y \cdot P_{wx}, \quad (1)$$

– подъемную силу

$$P_{wz} = \lambda_z \cdot P_{wx}, \quad (2)$$

где λ_y , λ_z – коэффициенты пропорциональности между боковой (подъемной) составляющими и продольной силой аэродинамического сопротивления движению.

В случаях торможения легкового автомобиля (рис. 2) в эксплуатационных условиях нормальные осевые реакции, определенные по классическим зависимостям [4, 5], отличаются от тех же реакций, определенных по уточненным ранее зависимостям [7].

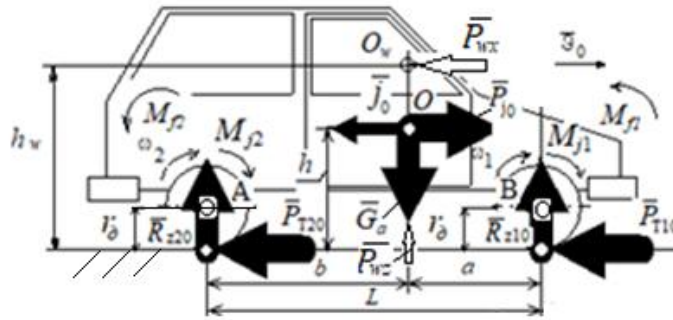


Рис. 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

Цель и постановка задачи. Целью работы установление реализуемых предельных тормозных моментов на осях легковых автомобилей с учетом аэродинамического сопротивления.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Для легковых автомобилей, оборудованных АБС, затормаживаемых в различных эксплуатационных условиях, аэродинамическое сопротивление движению будет зависеть от коэффициента лобового сопротивления кузова, площади сопротивления и начальной скорости торможения.

Влияние аэродинамического сопротивления движению легкового автомобиля предложено [8] учитывать изменением нормальных реакций на осях, т.е. коэффициентом динамического изменения осевых нормальных реакций, т.е.

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zi}^0}, \tag{3}$$

где R_{zi}^0 – нормальная динамическая нагрузка на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая по классическим формулам [5]:

– на передней оси

$$R_{z1}^0 = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right), \tag{4}$$

– на задней оси

$$R_{z2}^0 = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} \right). \tag{5}$$

P_{zi} – нормальная динамическая нагрузка, определяемая по уточненным зависимостям [7, 9], представленным в развернутом виде с учетом аэродинамического фактора:

– на передней оси автомобиля

$$R_{z1} = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} \right) - m_a \cdot g \cdot \left[\frac{f_a \cdot r_{cm} + r_k \cdot (z - \varphi)}{L} - \frac{z \cdot g}{r_k} \cdot \frac{\sum I_i}{L} + \Phi_w \cdot \frac{h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{cm})}{L} \right], \tag{6}$$

– на задней оси автомобиля

$$R_{z1} = m_a \cdot g \cdot \left(\frac{a}{L} - z \cdot \frac{h}{L} \right) + m_a \cdot g \cdot \left[\frac{f_a \cdot r_{cm} + r_k \cdot (z - \varphi)}{L} - \frac{z \cdot g}{r_k} \cdot \frac{\sum I_i}{L} + \Phi_w \cdot \frac{h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{cm})}{L} \right], \tag{7}$$

где m_a – масса легкового автомобиля;

a, b, h – координаты центра тяжести автомобиля;

L – продольная база автомобиля;

$z = \frac{j}{g}$ – коэффициент торможения [5];

f_a – коэффициент сопротивления качению колес;

r_{cm} – статический радиус колеса [10];

r_k – кинематический радиус колес передней и задней оси [10];

φ – коэффициент сцепления между шиной колеса и опорной поверхностью дороги;

$\sum I_i$ – суммарные моменты инерции вращающихся масс на i -ой оси автомобиля;

h_w – высотная координата метацентра автомобиля;

Φ_w – аэродинамический фактор [7]

$$\Phi_w = \frac{K_0 \cdot F_w \cdot g_0^2}{m_a \cdot g}, \quad (8)$$

где K_0 – коэффициент обтекаемости (для Chevrolet Aveo принимается $0,35 \text{ кг/м}^3$ [5]);

F_w – площадь Миделя;

g_0 – скорость автомобиля, при которой производится торможение.

Для сравнительной оценки эффективности торможения легкового автомобиля введем коэффициент запаса осевого тормозного момента, который равен отношению величин действительных осевых тормозных моментов и идеальных, определяемых:

– с использованием классических зависимостей (4) и (5)

$$m_{Ti}^0 = 1 - \frac{M_{Ti}}{[M_{Ti}^0]}, \quad (9)$$

где $[M_{Ti}^0]$ – предельный тормозной момент на i -ой оси легкового автомобиля, определяемый по классическим зависимостям (4), (5):

– на передней оси

$$[M_{T1}^0] = [P_{T1}^0] \cdot r_k = R_{z1}^0 \cdot \varphi \cdot r_k, \quad (10)$$

– на задней оси

$$[M_{T2}^0] = [P_{T2}^0] \cdot r_k = R_{z2}^0 \cdot \varphi \cdot r_k; \quad (11)$$

$[P_{Ti}^0]$ – предельная тормозная сила на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая с учетом классических формул [4, 5]:

– с использованием полученных зависимостей (6) и (7)

$$m_{Ti} = 1 - \frac{M_{Ti}}{[M_{Ti}]}, \quad (12)$$

где $[M_{Ti}]$ – предельный тормозной момент на i -ой оси легкового автомобиля, определяемый по уточненным (6), (7) зависимостям:

– на передней оси

$$[M_{T1}] = [P_{T1}] \cdot r_k = R_{z1} \cdot \varphi \cdot r_k, \quad (13)$$

– на задней оси

$$[M_{T2}] = [P_{T2}] \cdot r_k = R_{z2} \cdot \varphi \cdot r_k; \quad (14)$$

$[P_{Ti}]$ – предельная тормозная сила на i -ой оси легкового автомобиля, определяемая с учетом уточненных зависимостей для нормальных реакций;

M_{Ti} – действительный тормозной момент, развиваемый на i -ой оси легкового автомобиля, определяемый:

– на передней оси

$$M_{T1} = P_{T1} \cdot r_k = p_1 \cdot K_1 \cdot r_k \leq [M_{T1}], \quad (15)$$

– на задней оси

$$M_{T2} = P_{T2} \cdot r_k = p_2 \cdot K_2 \cdot r_k \leq [M_{T2}], \quad (16)$$

где K_i – конструктивный параметр тормозного механизма, применяемого на i -ой оси легкового автомобиля [7, 8].

При комплектовании легковых автомобилей Chevrolet Aveo радиальными дисками R14 колес были получены конструктивные параметры тормозных механизмов, m^2 :

– передней оси $K_1=9,94 \cdot 10^{-4}$;

– задней оси $K_2=6,82 \cdot 10^{-4}$.

Приняв закон изменения приводного давления в контурах тормозного привода [5, 11] для легкового автомобиля, оборудованного АБС,

$$p_i = 0 - p_{\max}, \quad (17)$$

где p_i – приводное давление в i -ом контуре тормозного привода;

p_{\max} – максимальное приводное давление тормозного привода.

При чем, на момент блокирования колес какой-либо оси $p_1 = p_2$, после чего $p_1 \neq p_2$:

– в случае блокирования колес передней оси

$$p_1 \leq \frac{[P_{T1}]}{K_1}, \quad (18)$$

– в случае блокирования колес задней оси

$$p_2 \leq \frac{[P_{T2}]}{K_2}. \quad (19)$$

Для автомобилей Chevrolet Aveo, оборудованных регуляторами тормозных сил [12] с компенсирующей характеристикой, до первой точки срабатывания (точка на отрезке АБ, рис. 3) справедливо равенство

$$p_1 + \Delta p = p_2 + \Delta p = p_{10} = p_{20}, \quad (20)$$

где Δp – величина приращения приводного давления;

$p_{10}(p_{20})$ – величина приводного давления в контурах передних (задних) тормозов в точке φ_0 срабатывания регулятора тормозных сил, находящейся на отрезке АБ в зависимости от загрузки автомобиля

$$p_{10} = \frac{P_{T1}^{\varphi_0}}{K_1}, \quad (21)$$

где $P_{T1}^{\varphi_0}$ – идеальная тормозная сила на передней оси легкового автомобиля в точке φ_0 .

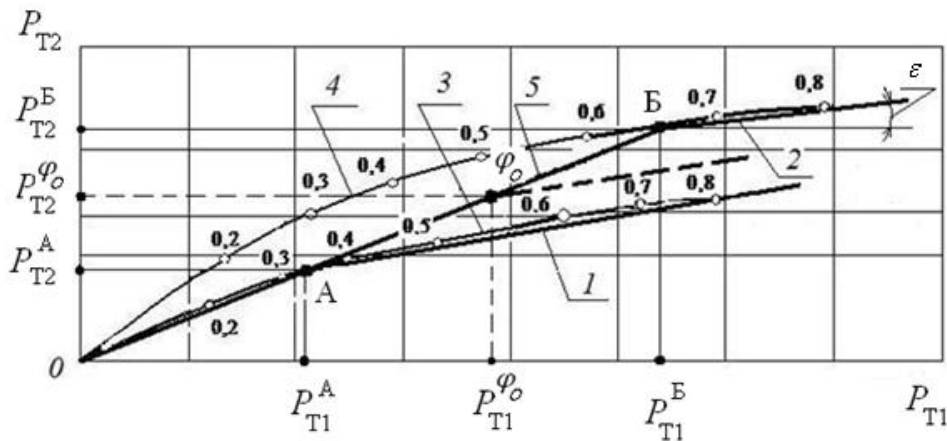
При достижении точки φ_0 давление в контурах передних тормозов изменяется по закону

$$p_1 = p_{10} + \Delta p, \quad (22)$$

а в контурах задних тормозов

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot K_y, \quad (23)$$

где K_y – коэффициент усиления давления ($K_y = \operatorname{tg} \varepsilon$, см. рис. 3).



- 1, 2 – характеристики регулятора тормозных сил для автомобиля со снаряженной и полной массой;
 3, 4 – кривые идеального распределения тормозных сил;
 5 – постоянное распределение тормозных сил

Рис. 3 – Рабочие и идеальные характеристики тормозной системы Chevrolet Aveo, оборудованной регуляторами тормозных сил

Тогда закон изменения приводного давления в контурах задних тормозных механизмов (см. рис.3) может быть представлен в виде

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot \frac{p_2^{\varphi=0,8} - p_{20}}{p_1^{\varphi=0,8} - p_{10}}, \quad (24)$$

где $p_2^{\varphi=0,8}$ – величина приводного давления в контуре задних тормозных механизмов, соответствующая максимальной идеальной тормозной силе на задней оси легкового автомобиля при $\varphi = 0,8$

$$p_2^{\varphi=0,8} = \frac{P_{T2}^{\varphi_0}}{K_2}, \quad (25)$$

$p_1^{\varphi=0,8}$ – величина приводного давления в контуре передних тормозных механизмов, соответствующая максимальной идеальной тормозной силе на передней оси легкового автомобиля при $\varphi = 0,8$

$$p_1^{\varphi=0,8} = \frac{P_{T1}^{\varphi_0}}{K_1}. \quad (26)$$

Для оценки наименьших возможных значений коэффициентов динамического изменения нормальных реакций и запаса тормозного момента на осях, определяемых по уточненной и классической теории, рассматривается случай экстренного торможения автомобиля Chevrolet Aveo, оборудованного АБС, со снаряженной массой в безветренную погоду.

На основании расчетных данных построены графические зависимости коэффициентов динамического изменения нормальных реакций и запаса осевых тормозных моментов от коэффициента торможения для рассматриваемых автомобилей, затормаживаемых на горизонтальном участке автомобильной дороги при начальной скорости, изменяемой в пределах 80-150 км/час (рис. 4).

Анализ расчетных кривых (см. рис. 4) показывает, что для легковых автомобилей Chevrolet Aveo со снаряженной массой, совершающих экстренное торможение на горизонтальной дороге при начальной скорости, изменяющейся в пределах 80-150 км/час, коэффициент динамического изменения нормальных осевых реакций:

- 1) на передней оси убывает с $m_{R1} = 0,914$ до $m_{R1} = 0,875$;
- 2) на задней оси возрастает с $m_{R2} = 1,24$ до $m_{R2} = 1,43$.

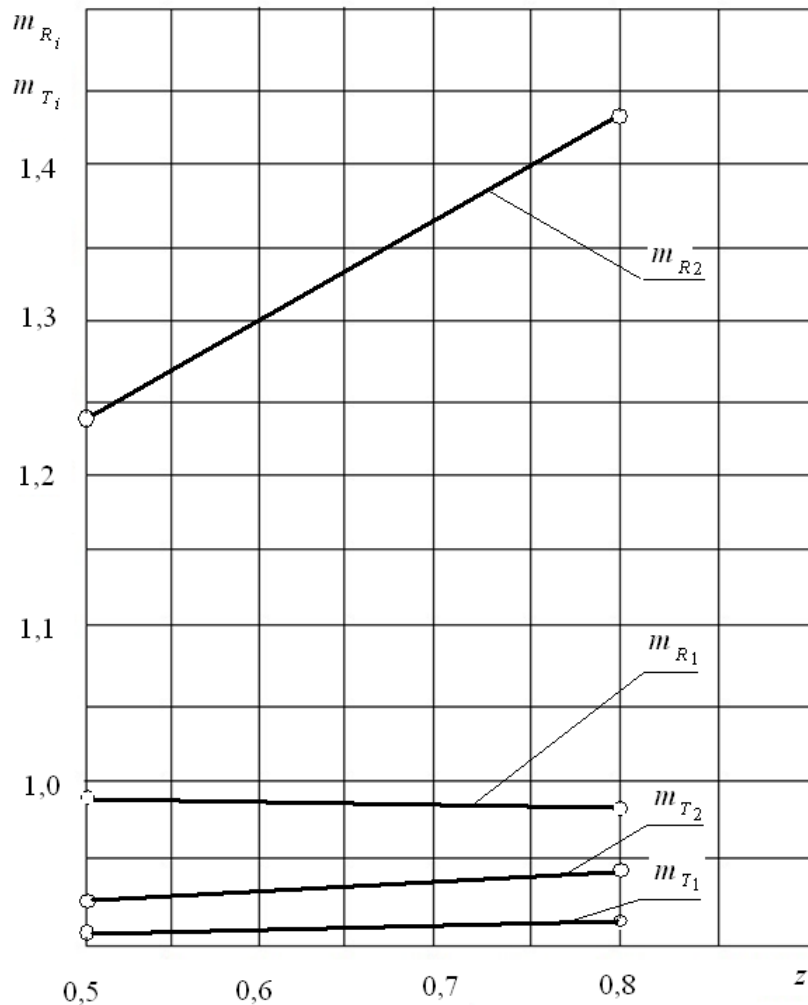


Рис. 4 – Теоретическіе коефіцієнти динаміческого зміння нормальних реакцій и запаса тормозних моментів на осях Chevrolet Aveo

Следовательно, в сравнении с классической теорией, имеет место наибольшее увеличение нормальной нагрузки на колесах задней оси автомобиля, составляющее 24–43%.

При этом коэффициент запаса тормозного момента составляет:

- 1) на передней оси $m_{T_1} = 0,103 - 0,152$;
- 2) на задней оси $m_{T_2} = 0,163 - 0,302$.

Следовательно, в сравнении с классической теорией, возможность реализации наибольшего запаса тормозного момента имеет место на колесах задней оси автомобиля со снаряженной массой, составляющее 16,3–30,2%.

Выводы. В общем случае выполнения экстренных торможений с начальной скоростью 80–150 км/ч на горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным покрытием легковыми автомобилями при снаряженной массе, имеющими коэффициент обтекаемости кузова не более 0,35, запас не реализованного тормозного момента на колесах задней оси увеличивается и может составлять от 16,3% до 30,2%.

Следовательно, в сравнении с классической теорией, на колесах задней оси автомобиля при снаряженной массе может быть реализован дополнительный тормозной момент больший на 16,3–30,2% без потери устойчивости, что возможно при совместном использовании АБС и гидравлических устройств [13], отслеживающих изменение нормальных нагрузок.

Список использованной литературы:

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К.: Выща школа, 1971. – 232с.
3. Бабков Н.Ф. Дорожные условия и режимы движения автомобилей/ Бабков Н.Ф.–М.: Транспорт, 1967. – 323 с.
4. Вопросы динамики торможения и теория рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. и др.]. – Львов: Выща школа, 1974. – 234 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. Гухо В.Г. Аэродинамика автомобиля / Гухо В.Г.; [пер. с немец.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 403 с.
7. Клец Д.М. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах: [міжвузівський збірник наук. праць] / Клец Д.М., Назаров О.І., Шпінда Є.М. // Наукові Нотатки. – ЛНТУ. – Вип. 64. – 2019. – С. 81-86.
8. Назаров И.А. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей: [сборник научн. трудов] / Назаров И.А., Сергиенко Н.Е. // Вісник НТУ«ХПИ»: Серія «Транспортне машинобудування». –Харків, 2017. – №6 (1227). – С. 17-27. – ISSN 2079-0023.
9. 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, BajaCalif. Autonom. Univ., Mexico, 2018.
10. Шины пневматические для легковых автомобилей. Технические условия: ГОСТ 4754-97. – [Введен 01.06.99]. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 22 с.
11. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомоллов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.
12. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // AvtomobilnayaPromyshlennost, - Moskau, 2004. - №12. – pp. 17-19.
13. Пат. №1173243 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/1766, В60Т 8/30. Гідравлічний гальмівний привод легкових автомобілів / [Назаров О.І., Назаров І.О., Назаров В.І., Ємельянов В.Л.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201613490; заявл. 28.12.2016; опубл. 26.06.2017, Бюл. №12.

Рецензенты:**Волков В.П.**, докт. техн. наук, профессор, ХНАДУ**Бондаренко А.И.**, докт. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

Стаття надійшла до редакції 05.03.2019