

А. И. Назаров¹
И. А. Назаров¹
Е. М. Шпинда¹
С. К. Шабленко¹
В. А. Кашканов²
В. И. Назаров³
А. Н. Леоненко⁴

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С УЧЕТОМ ИЗНОСА ТОРМОЗОВ

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

³Запорожский автомобилестроительный завод

⁴Харьковский национальный университет воздушных сил им. Кожедуба

В статье предложена методика оценки изменения тормозных свойств легковых автомобилей в процессе эксплуатации при изменении основной характеристики тормозной системы – коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобилей как оборудованных, так и не оборудованных системами слежения за процессом торможения путем установки в контуры тормозных механизмов регуляторов тормозных сил, работающих по разным законам изменения приводного давления.

Целью работы является сравнительная оценка тормозной эффективности легковых автомобилей на примере автомобилей Lajos, тормозные системы которых оборудованы различными устройствами по изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями, в изменяемых эксплуатационных условиях.

Известно, что эффективность торможения является показателем, характеризующим тормозные свойства и способность автомобиля сохранять заданный закон движения при торможении, что определяется как характером сцепных свойств колес с дорогой, так и возможностями самой тормозной системы для реализации этих свойств.

Так как условия эксплуатации легковых автомобилей существенно влияют на тормозные свойства, то с целью обеспечения необходимой эффективности торможения необходимо учитывать изменение первичного коэффициента распределения тормозных сил, создаваемых тормозными механизмами, и изменение их реализации в период эксплуатации.

Для того, чтобы дать оценку изменению тормозных свойств в общем случае эксплуатации легкового автомобиля, были предложены зависимости действительного коэффициента распределения тормозных сил между осями от коэффициента торможения.

Причем, величина коэффициента распределения тормозных сил между осями зависит как от вида законов регулирования тормозных сил, так и от остаточных значений параметров тормозных систем, определяющих эти законы.

Эти зависимости от параметров тормозных систем и параметров эксплуатируемого легкового автомобиля является функцией цели для определения остаточных выходных характеристик его тормозной системы.

Ключевые слова: легковой автомобиль, эксплуатация, тормозные свойства, износ тормозных механизмов, конструктивный коэффициент тормозов, действительный коэффициент распределения тормозных сил между осями, электронная система слежения за процессом торможения.

Постановка проблемы

Известно [1–4], что эффективность торможения является показателем, характеризующим тормозные свойства и способность автомобиля сохранять заданный закон движения при торможении, что определяется как характером сцепных свойств колес с дорогой, так и возможностями самой тормозной системы для реализации этих свойств.

Такого рода задачи, на наш взгляд, могут быть успешно решены определением обобщенного технического параметра тормозной системы легкового автомобиля, изменяемого при изнашивании сопряженных поверхностей тормозов в различных эксплуатационных условиях, влияние которых учитывается реализацией соответствующего коэффициента сцепления в пятне контакта колеса с

опорной поверхностью [3, 5–7], на основе имитационного моделирования процесса движения при торможении.

Так как условия эксплуатации легковых автомобилей существенно влияют на тормозные свойства, то с целью обеспечения необходимой эффективности торможения необходимо учитывать изменение первичного коэффициента распределения тормозных сил между осями, развиваемых тормозными механизмами, и изменение их реализации в период эксплуатации [8–10].

Анализ последних исследований и публикаций

Известно, что взаимодействие колеса с опорной поверхностью происходит в пятне контакта. Это взаимодействие зависит от типа и состояния опорной поверхности, от конструкции и состояния шины (давление воздуха, рисунок протектора), нагрузки на колесо и скорости движения автомобиля, величины прикладываемого тормозного момента и других факторов [2–7].

При качении колеса по недеформируемой поверхности в зоне контакта, при передаче тормозного момента происходит проскальзывание элементов протектора по опорной поверхности. Чем больше величина передаваемого тормозного момента, тем больше количество элементов шины участвует в скольжении [4, 5].

Коэффициент сцепления шины с мокрой дорогой уменьшается по сравнению со сцеплением с сухой дорогой на величину, пропорциональную параметру, который характеризует форму и размеры элемента в плане [4].

Тип и состояние дорожного покрытия изменяют коэффициент сцепления шин с дорогой до известных значений, применяемых на практике [1]: от 0,05–0,15 для обледенелого покрытия до 0,7–0,8 при сухом асфальтобетонном покрытии.

В случае эксплуатации легковых автомобилей будем рассматривать диапазон изменения коэффициента сцепления $\varphi = 0,1-0,8$.

Из литературных источников [4, 10, 11] следует, что тормозной путь во многом зависит от коэффициента сцепления шин с дорогой. Такой вывод используется для улучшения сцепных качеств шин без заметного ухудшения износостойкости протектора, так как коэффициент сцепления шины, например с мокрой дорогой, возрастает при уменьшении размеров элемента рисунка [8].

Таким образом, в процессе эксплуатации влияние конструктивных факторов на реализацию коэффициента сцепления в пятне контакта шины с опорной поверхностью можно характеризовать в общем случае следующими показателями.

На твердых и сухих покрытиях коэффициент сцепления увеличивается при увеличении коэффициента насыщенности контакта. На мокрых дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления увеличивается при улучшении выхода воды и грязи с поверхности контакта. На деформируемых дорогах коэффициент сцепления увеличивается при увеличении площади среза элементов грунта и очищении рисунка протектора [1, 4, 5].

Увеличение динамического диаметра [1, 4] колеса приводит к увеличению коэффициента сцепления незначительно на дорогах с твердым покрытием и существенно на деформируемых дорогах, что объясняется увеличением угла наклона реакции плоскости дороги, в результате чего уменьшается отрицательная составляющая продольной реакции.

Влияние эксплуатационных факторов на реализацию коэффициента сцепления в пятне контакта шины с опорной поверхностью можно характеризовать в общем случае следующими показателями.

Сцепление шины с дорогой определяет величину тормозной силы на всех колесах и оказывает влияние на продольную и боковую устойчивость автомобиля [12].

Оптимальный размер микронеровностей 2–3 мм, углы при вершине неровностей – 70–120° [13]. При износе дороги коэффициент сцепления снижается, поэтому необходима специальная обработка покрытий, для восстановления сцепных свойств.

С увеличением скорости коэффициент сцепления снижается [4, 5], причем в большей степени на мокрой и грязной дороге.

При износе протектора коэффициент сцепления уменьшается [4], причем более интенсивно при износах превышающих 50 %. При полных износах и недостаточной шероховатости покрытия он снижается до 0,2–0,25, в связи с чем требованиями стандарта [14] установлена предельная глубина рисунка протектора для легковых автомобилей – до 1,6 мм.

На сухих чистых и твердых покрытиях увеличение давления приводит к некоторому уменьшению коэффициента сцепления [1]. На деформируемых дорогах уменьшение давления приводит к росту коэффициента сцепления.

Если значения коэффициентов сцепления на всех колесах обеих осей легкового автомобиля

одинаковы, то оптимальное соотношение между тормозными силами равно соотношению между нормальными реакциями [1], что объясняется тем, что, во-первых, коэффициент сцепления достигает своего максимального значения при определенном коэффициенте скольжения [5].

Если такая величина скольжения достигается одновременно у всех колес, то тормозная сила на каждом из них будет предельно возможной. При этом будет достигаться максимально возможное замедление и соответственно, минимально возможный тормозной путь [10].

Если у колес какой-либо из осей оптимальная величина скольжения будет достигнута раньше, то на остальных колесах предельная тормозная сила по сцеплению еще не достигнет своего максимального значения. Дальнейшее увеличение давления в контурах тормозного привода соответствующих колес, а соответственно и тормозных сил, которые еще не достигли оптимальной величины скольжения, приведет к увеличению скольжения у колес, достигших оптимального скольжения первыми [5].

Кроме того, качение заторможенного колеса со скольжением большим оптимального является не устойчивым [12], так как при неизменной величине тормозного момента на колесе скорость скольжения растет и за короткое время достигает своего максимального значения и блокируется. Вследствие чего возникает занос. Коэффициент сцепления при этом снижается, и, как результат, — уменьшается тормозная сила и величина замедления автомобиля, и возрастает тормозной путь [10].

Во-вторых, такой процесс торможения оказывает существенное влияние на способность затормаживаемых колес противостоять действию внешним боковым силам, к которым относятся поперечная составляющая силы веса, возникающая в результате поперечного наклона дороги [13]; поперечная сила ветра [11]; поперечные силы, возникающие вследствие движения по дороге с фиксированным радиусом кривизны и приводящие к неравности тормозных сил левого и правого бортов легкового автомобиля [13]. Таким образом, при полном скольжении колесо уже не может воспринимать боковую силу без поперечного скольжения.

В идеале решает эту проблему система распределения тормозных усилий, как продолжение развития системы ABS, которая анализирует положение каждого колеса при торможении и строго индивидуально дозирует тормозное усилие на нем в зависимости от коэффициента сцепления.

Цель и постановка задачи

Целью работы является сравнительная оценка тормозной эффективности легковых автомобилей Lanos, тормозные системы которых оборудованы различными устройствами по изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями, в изменяемых эксплуатационных условиях.

Математическая модель и алгоритм решения задачи

Рассмотрим процесс экстренного торможения легкового автомобиля Lanos без заблокированных колес (рис. 1) на горизонтальном участке автомобильной дороги с учетом аэродинамики.

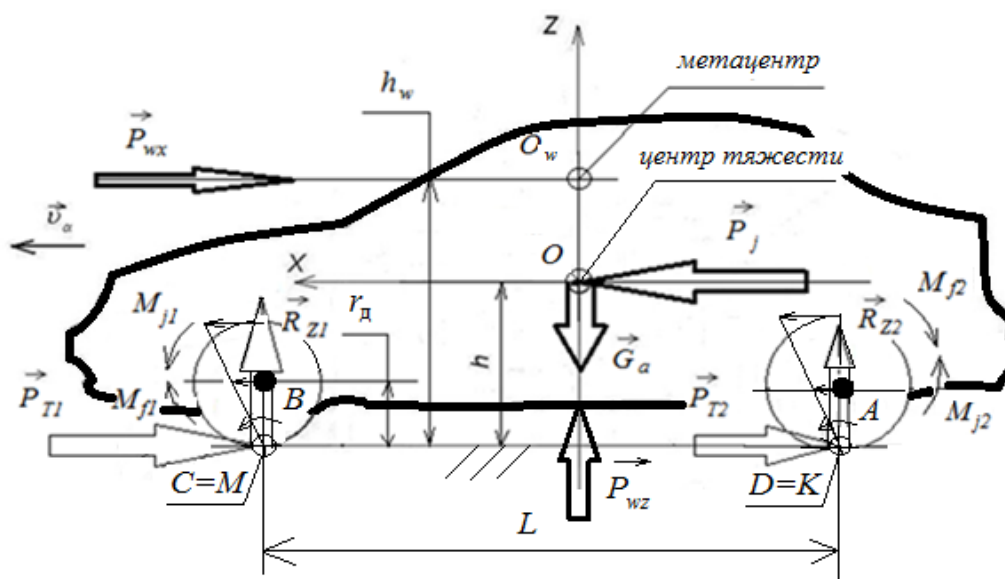


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при торможении на горизонтальной дороге

В случаях торможения легкового автомобиля в эксплуатационный период эффективность торможения, определяемая по полученным ранее зависимостям [17], отличаются от эффективности, определенной по классическим зависимостям [1]

$$j = \varphi \cdot g \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot \left[\frac{1}{\beta} + \frac{K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2 \cdot (K_1 + K_2)}{K_1 \cdot m_a \cdot \varphi \cdot g} \right]. \quad (1)$$

где φ – коэффициент сцепления; K_0 – коэффициент обтекаемости кузова; v_0 – начальная скорость торможения автомобиля; F_w – площадь Миделя; K_1 и K_2 – конструктивные коэффициенты применяемых тормозных механизмов на передней и задней осях; m_a – масса автомобиля; β – действительный коэффициент распределения тормозных сил [1], который определяется

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{p_1}{p_1 + \frac{K_2}{K_1} p_2}, \quad (2)$$

где p_1, p_2 – приводное давление в тормозных контурах передней и задней осей, изменяемое по определенному закону (в зависимости от вида применяемой тормозной системы).

Рассмотрим рисунок 2. При оборудовании клапанами-компенсаторами 4 приводное давление изменяется в пределах $p_1 = 0 - p_1^{\varphi=0,8}$, при чем, до некоторой точки А $p_{10} = p_{20}$ выполняется равенство $p_{10} = p_{20}$, после чего справедлива зависимость

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot \frac{p_2^{\varphi=0,8} - p_{20}}{p_1^{\varphi=0,8} - p_{10}}, \quad (3)$$

где p_{10} – величина приводного давления в переднем контуре до первой точки А срабатывания регулятора тормозных сил (РТС, см. рис. 2)

$$p_{10} = \frac{[P_{T1}^{\varphi_0}]}{K_1}, \quad (4)$$

где $[P_{T1}^{\varphi_0}]$ – промежуточная тормозная сила на передней оси легкового автомобиля при φ_0 ; p_1 – текущее значение величины приводного давления в переднем контуре, изменяемое до максимального

$$p_1^{\varphi=0,8} = \frac{[P_{T1}^{\varphi=0,8}]}{K_1}. \quad (5)$$

где $p_2^{\varphi=0,8}$ – максимальная величина приводного давления в контуре задних тормозов

$$p_2^{\varphi=0,8} = \frac{[P_{T2}^{\varphi=0,8}]}{K_2}. \quad (6)$$

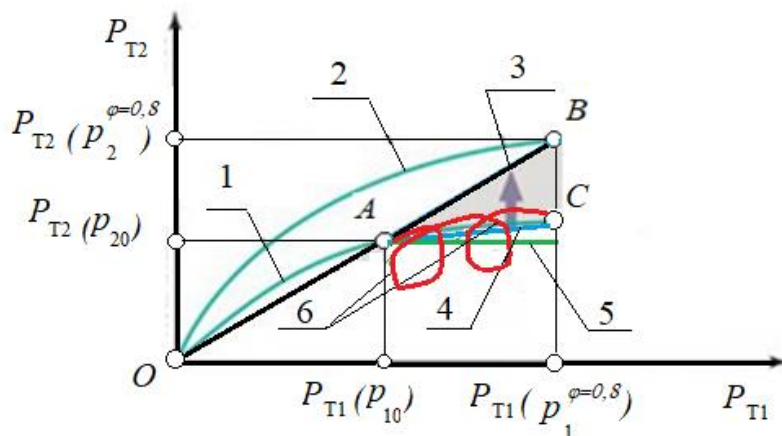


Рис. 2. Регулирование приводного давления при различных тормозных системах: 1, 2 – идеальное распределение; 3 – постоянное распределение; 4 – распределение при клапане-компенсаторе; 5 – распределение при клапане-ограничителе; 6 – распределение при АБС

При АБС приводное давление изменяется в пределах $p_1 = 0 - p_1^{\varphi=0,8}$, при чем, от некоторой точки А, соответствующей скорости движения автомобиля не более 5–8 км/час, закон изменения приводного давления в контурах задних тормозных механизмов можно представить в виде

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot \frac{p_2^{\varphi max} - p_{20}}{p_1^{\varphi max} - p_{10}}, \quad (7)$$

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

$$p_2^{\varphi max} = \frac{[P_{T2}^{\varphi max}]}{K_2}, \quad (8)$$

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

$$p_1^{\varphi max} = \frac{[P_{T1}^{\varphi max}]}{K_1}. \quad (9)$$

Разделив левую и правую части выражения (1) на g , после преобразований получим коэффициент торможения в виде

$$z = \frac{1}{1 + \frac{K_2}{K_1}} \cdot \left[\frac{\varphi}{\beta} + \lambda_{wx} \cdot \left(1 + \frac{K_2}{K_1} \right) \right] = \frac{\varphi}{\beta} \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_2}{K_1}} + \lambda_{wx}, \quad (10)$$

где $\frac{K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{m_a \cdot g} = \lambda_{wx}$ – коэффициент весомости аэродинамической силы лобового сопротивления [1].

Принимая во внимание конструктивные параметры тормозных механизмов легкового автомобиля Lanos, по представленным ниже формулам определим конструктивные коэффициенты [17]:

– дисковых тормозов передней оси

$$K_1 = \frac{\pi d_{ц}^2 \cdot R_{cp} \cdot \mu}{10^6 \cdot r_k}, \quad (11)$$

где $d_{ц} = 52$ мм – диаметр переднего колесного цилиндра; $R_{cp} = 104,6$ мм – средний диаметр трения нового тормозного диска; $\mu = 0,35$ – коэффициент трения новой фрикционной пары; $r_k = 294$ мм – радиус качения колеса с новой шиной (для шин R14),

$$K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

– барабанных тормозов задней оси

$$K_2 = \frac{\pi d_{ц}^2 \cdot D_2 \cdot \mu \cdot (a_2 + c_2)}{2 \cdot 10^6 \cdot r_k} \cdot \left(\frac{1}{a_2 - \mu \cdot (0,5D_2 - h_2)} + \frac{1}{a_2 + \mu \cdot (0,5D_2 - h_2)} \right), \quad (12)$$

где $D_2 = 200$ мм – внутренний диаметр нового тормозного барабана; $a_2 = 77$ мм – расстояние от горизонтальной оси барабана до нижней опоры колодки; $c_2 = 74$ мм – расстояние от горизонтальной оси барабана до верхней приводной опоры колодки; $h_2 = 17,7$ мм – расстояние от вертикальной оси барабана до нижней опоры колодки,

$$K_2 = 5,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Для рассматриваемых выше видов тормозных систем (см. рис. 2), в соответствии с формулами (2)–(12), получены теоретические значения коэффициента распределения тормозных сил между осями нового легкового автомобиля Lanos, т.е. при $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ и $K_2 = 5,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, представленные в табл.1.

Если в процессе эксплуатации характеризовать изменение технического состояния рассматриваемого легкового автомобиля следующим образом: остаточный предельный износ шин (1,6 мм); предельный износ тормозных механизмов (толщина тормозного диска уменьшена на 3 мм, внутренний диаметр барабанов уменьшен на 1 мм; коэффициент трения скольжения фрикционных пар снижен до 0,25), то может быть установлено, что при принятых выше условиях соотношение конструктивных коэффициентов задних и передних тормозов Lanos (без учета изменения размеров конструктивных элементов тормозов из-за износа) увеличится примерно в 1,41 раза.

Соответственно, такое изменение технического состояния легкового автомобиля при эксплуатации приведет к снижению первичного коэффициента распределения тормозных сил между осями $\beta = 0,76$ до $\beta = 0,54$.

На основании расчетных данных (см. табл. 1) построены графические зависимости изменения первичного коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos со снаряженной массой от коэффициента торможения z , представленные на рис. 3.

Расчётные значения действительного коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos

Параметр	Значение параметра							Оснащение тормозной системы автомобиля
Коэффициент торможения, z	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Коэффициент действительного распределения тормозных сил, β	0,642	0,653	0,664	0,675	0,686	0,697	0,708	оснащена АБС (кривая 1)
	0,664	0,686	0,708	0,730	0,752	0,774	0,796	не оснащена (кривая 2)
	0,656	0,675	0,694	0,714	0,734	0,755	0,776	оснащена РТС-ограничителем (кривая 3)
	0,65	0,664	0,678	0,692	0,705	0,719	0,732	оснащена РТС-компенсатором (кривая 4)

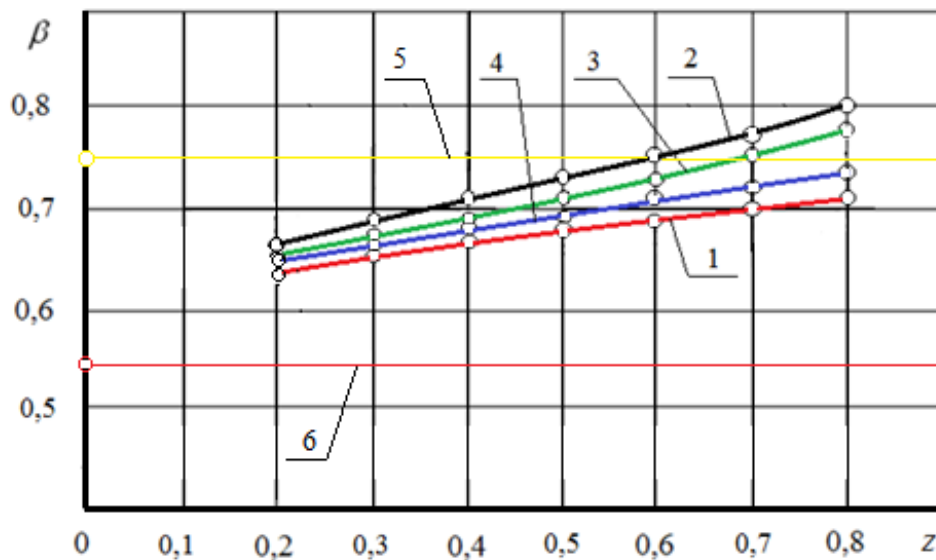


Рис. 3. Изменение первичного коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля Lanos: 1 – оснащена АБС; 2 – оснащение отсутствует; 3 – оснащена РТС-ограничителем; 4 – оснащена РТС-компенсатором; 5 – первичное значение для нового автомобиля Lanos; 6 – действительное значение β в эксплуатации автомобиля Lanos

Анализ литературных источников [1–5] показывает, что с учетом условий эксплуатации величина первичного коэффициента межосевого распределения тормозных сил снижается до значений, в результате чего тормозные системы легковых автомобилей становятся не способными ни обеспечивать, ни реализовывать тормозные силы на колесах передней и задней осей, что приводит к снижению тормозной эффективности.

Таким образом, для легкового автомобиля Lanos величина действительного коэффициента распределения тормозных сил (табл. 1), например, для $z = 0,7$ при отсутствии оборудования тормозной системы регулируемыми устройствами (кривая 2, см. рис. 3), составляет $\beta = 0,774$; при оборудовании РТС-ограничителем (кривая 3) $\beta = 0,755$; при оборудовании РТС-компенсатором (кривая 4) $\beta = 0,719$, а при оснащении АБС $\beta = 0,719$.

Как показывают расчеты (см. зависимость (2)) при выше принятых условиях соотношение конструктивных коэффициентов задних и передних тормозов Lanos увеличивается в 1,41 раза, что в свою очередь приводит к снижению действительных коэффициентов распределения тормозных сил на 26–31%.

Соответственно, теоретическая эффективность торможения автомобиля Lanos (см. зависимость (1)) снижается на 18–22%.

Для принятого первичного значения коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля Lanos, составляющая 0,76 (прямая 5, см. рис. 3), из-за предельного износа тормозов и шин

колес, уменьшается до 0,54 (прямая 6, см. рис. 3), что приводит к снижению тормозной эффективности на 29 %.

Выводы

Проблему обеспечения тормозной эффективности автомобилей в процессе эксплуатации можно решить путем отслеживания изменения первичного коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля.

На основании полученных зависимостей предложены рекомендации по обеспечению действительного коэффициента распределения тормозных сил между осями, обеспечивающего необходимую эффективность торможения легковых автомобилей в эксплуатационный период. Это возможно только за счет автоматического регулирования давления в контурах тормозного привода при использовании электронных систем.

Для обеспечения тормозной эффективности в эксплуатационный период легкового автомобиля Lanos предельный действительный коэффициент распределения тормозных сил должен находиться в пределах $\beta_d = 0,64-0,71$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Я. С. Агейкин, и Н. С. Вольская, *Теория автомобиля* [Электронный ресурс]. М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
- [2] И. В. Ходес, и А. С. Никитин, «Влияние координаты центра массы на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля», *Известия ВОЛГГТУ*, вып. 5, т. 2, с. 41-44, 2012.
- [3] К. В. Дядин, и С. В. Тюрин, «Определение величины пробега приработки тормозных накладок переднеприводных автомобилей ВАЗ», *Известия ВОЛГГТУ*, вып. 3, т. 10, с. 161-164, 2010.
- [4] М. А. Петров, *Работа автомобильного колеса в тормозном режиме*. Омск: Западно-сибирское кн. изд-во, 1973.
- [5] Н. М. Зотов, и Е. В. Балакина, «Применение ф- s_x диаграммы при расчете динамики затормаживаемого колеса», *Проблемы машиностроения и надежности машин*, №2, с. 103-109, 2007.
- [6] С. В. Тюрин, Р. К. Касимов, А. А. Ревин и др. , «Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями», *Известия ВОЛГГТУ*, вып. 21(124), т. 7, с. 41-44, 2013.
- [7] А. А. Ревин, В. А. Оберемок, и А. М. Аванесян, «Влияние состояния элементов подвески легкового автомобиля с регулятором тормозных сил (РТС) на тормозную динамику», *Политематический сетевой электронный научный журнал КУБГАУ*, № 86(02), с. 1-10, 2013.
- [8] В. И. Клименко, Д. Н. Леонтьев, С. И. Ломака, и Л. А. Рыжих, «К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства», *Известия МГТУ МАМИ*, № 1(11), с. 31-36, 2011.
- [9] И. С. Жуков, и А. А. Ревин, «Способы определения полной работы торможения, осуществляемой тормозным механизмом автомобиля с ABS», *Известия ВОЛГГТУ*, вып. 21(124). т. 7, с. 22-25, 2013.
- [10] Р. В. Заболотный, «К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилями с», *Известия ВОЛГГТУ*, вып. 2, т. 8, с. 121-122, 2007.
- [11] А. П. Петров, «Исследование механизма влияния внутренних потоков воздуха на общую аэродинамику автомобиля», *Известия МГТУ МАМИ*, № 1(19), т. 1, с. 55-62, 2014.
- [12] А. А. Бобошко, «Оценка предельных по условиям сцепления колес с дорогой показателей управляемости автомобилей и тракторов», в *Автомобильный транспорт*. Харьков, 2001, Вып. 7, с. 92-94.
- [13] *Державні будівельні норми України. Споруди транспорту. Автомобільні дороги*. Частина I. Проектування: ДБН В.2.3-4:2007. – [Чинні від 2008-03-01]. Київ: Мінрегіонбуд України, 2007, 91 с.
- [14] Национальный стандарт Украины. *Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання* (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. К.: Держспоживстандарт України, 2011, 26 с.
- [15] А. И. Назаров, И. А. Назаров, В. И. Назаров, «Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны», *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле і тракторобудування*. № 8 (1117), с. 42-50, 2015.
- [16] J. Zhang, D. Ren, B. Song, G. Sun, and G. Sun, The research of regenerative braking control strategy for advanced braking force distribution, in *Proceedings of the 5th International Conference on Natural Computation (ICNC '09)*, vol. 6, pp. 458–462, Tianjin, China, August, 2009.
- [17] І. О. Назаров, В. І. Назаров, «Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів» в Наукові нотатки, Луцьк: ЛНТУ, 2014, Вып. 56, сС. 119-127.

Назаров Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: hefer64@gmail.com.

Назаров Иван Александрович – соискатель ученой степени канд. техн. наук, кафедра технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: hefer64@gmail.com.

Шпинда Евгений Михайлович – аспирант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: z1103mzaq@gmail.com.

Шабленко Сергей Константинович – магистрант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: shablenkosergey@gmail.com.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Винницький національний технічний університет, г. Вінниця

Назаров Владимир Иванович – ведущий инженер-конструктор, отдел автобусов и грузовых автомобилей, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua

Запорожский автомобилестроительный завод, г. Запорожье

Леоненко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры аэродромно-технического обеспечения авиации, e-mail: alexander.leonenko73@gmail.com

Харьковский национальный университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, г. Харьков

A. Nazarov¹
I. Nazarov¹
Ye. Spinda¹
S. Sablenko¹
V. Kashkanov²
V. Nazarov³
O. Leonenko⁴

Comparative assessment of braking properties of operated passenger cars, according to brake wear

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

³Zaporozhye Automobile Building Plant

⁴Kharkiv National University of the Air Force Kozheduba

The article proposes a method for assessing the change in the braking properties of passenger cars during operation following a change in the main characteristic of the brake system - the coefficient of distribution of braking forces between the axles of vehicles, both equipped and not equipped with tracking systems for the braking process by installing brake force regulators in the brake circuits, working according to different laws of changing the drive pressure.

The aim of the work is a comparative assessment of the braking efficiency of passenger cars using the example of Lanos cars, the braking systems of which are equipped with various devices for changing the coefficient of distribution of braking forces between the axles, under changing operating conditions.

It is known that braking efficiency is an indicator characterizing the braking properties and the ability of a car to maintain a given law of motion during braking, which is determined both by the nature of the adhesion properties of the wheels to the road and the capabilities of the braking system itself to implement these properties.

Since the operating conditions of passenger cars significantly affect the braking properties, in order to ensure the required braking efficiency, it is necessary to take into account the change in the primary distribution coefficient of the braking forces generated by the braking mechanisms and the change in their implementation during the operation period.

In order to assess the change in the braking properties in the general case of the operation of a passenger car, the dependence of the actual coefficient of distribution of braking forces between the axles on the braking coefficient was proposed.

Moreover, the value of the coefficient of distribution of braking forces between the axles depends both on the type of laws of regulation of braking forces and on the residual values of the parameters of braking systems that determine these laws.

These dependences on the parameters of the braking systems and the parameters of the passenger car in operation are a function of the goal for determining the residual output characteristics of its braking system.

Key words: passenger car, operation, braking properties, wear of brake mechanisms, design coefficient of brakes, actual coefficient of distribution of braking forces between axles, electronic system for tracking the braking process.

Nazarov Alexander – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: hefer64@gmail.com.

Nazarov Ivan – candidate of Assistant Professor, Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: hefer64@gmail.com.

Shpinda Yevhen – graduate student of the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: z1103mzaq@gmail.com.

Shablenko Serhiy – magistrate of the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: shablenkosergey@gmail.com.

Kashkanov Vitaliy – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Nazarov Volodymyr – leading Design Engineer, Department of Buses and Trucks, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

Leonenko Oleksandr – Ph. D. (Eng), Associate Professor of the Department of Aviation Technical Support of Aviation, e-mail: alexander.leonenko73@gmail.com.

О. І. Назаров¹
І. О. Назаров¹
Є. М. Шпинда¹
С. К. Шабленко¹
В. А. Кашканов²
В. І. Назаров³
О. М. Леоненко⁴

Порівняльна оцінка гальмових властивостей легкових автомобілів, що експлуатуються, з урахуванням зносу гальм

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

³Запорізький автомобілебудівний завод

⁴Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

У статті запропоновано методику оцінки зміни гальмівних властивостей легкових автомобілів в процесі експлуатації за зміною основної характеристики гальмівної системи – коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобілів як обладнаних, так і не обладнаних системами стеження за процесом гальмування шляхом установки у контури гальмівних механізмів регуляторів гальмівних сил, що працюють за різними законами зміни приводного тиску.

Метою роботи є порівняльна оцінка гальмівної ефективності легкових автомобілів на прикладі автомобілів Lajos, гальмівні системи яких обладнані різними пристроями зі зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, в змінюваних експлуатаційних умовах.

Відомо, що ефективність гальмування є показником, що характеризує гальмівні властивості і здатність автомобіля зберігати заданий закон руху при гальмуванні, що визначається як характером зчпних властивостей коліс з дорогою, так і можливостями самої гальмівної системи для реалізації цих властивостей.

Оскільки умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на гальмівні властивості, то з метою забезпечення необхідної ефективності гальмування необхідно враховувати зміну первинного коефіцієнта розподілу гальмівних сил, які створюються гальмівними механізмами, і зміну їхньої реалізації в період експлуатації.

Для того, щоб дати оцінку зміні гальмівних властивостей в загальному випадку експлуатації легкового автомобіля, були запропоновані залежності дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями від коефіцієнта гальмування.

При чому, величина коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями залежить як від виду законів регулювання гальмівних сил, так і від залишкових значень параметрів гальмівних систем, що визначають ці закони.

Ці залежності від параметрів гальмівних систем і параметрів експлуатованого легкового автомобіля є функцією мети для визначення залишкових вихідних характеристик його гальмівної системи.

Ключові слова: легковий автомобіль, експлуатація, гальмівні властивості, знос гальмівних механізмів, конструктивний коефіцієнт гальм, дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями, електронна система стеження за процесом гальмування.

Назаров Олександр Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: hefer64@gmail.com.

Назаров Іван Олександрович – здобувач вченого ступеня канд. техн. наук, кафедра технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: hefer64@gmail.com.

Шпинда Євген Михайлович – аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: z1103mzaq@gmail.com.

Шабленко Сергій Костянтинович – магістрант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: shablenkosergey@gmail.com.

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Назаров Володимир Іванович – провідний інженер-конструктор, відділ автобусів та вантажних автомобілів, e-mail: vladimir.nazarov@zaz.zp.ua.

Леоненко Олександр Миколайович – канд. техн. наук, доцент кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, e-mail: alexander.leonenko73@gmail.com.