

УДК 681.523.5

К МЕТОДИКЕ АНАЛИЗА И ВЫБОРА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ ПРАВИЛ №13 ЕЭК ООН

А.Н. Туренко, профессор, д.т.н., В.И. Клименко, профессор, к.т.н., С.И. Ломака, профессор, к.т.н., Л.А. Рыжих, профессор, к.т.н., Д.Н. Леонтьев, ассистент, ХНАДУ

Аннотация. Предложена методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобилей категории M_1 , в соответствии с которой обеспечивается минимально допустимая и нормативная интенсивность их торможения согласно требованиям Правил №13 ЕЭК ООН.

Ключевые слова: регулирование тормозных сил; коэффициент торможения; реализуемое сцепление; коэффициент сцепления; кривые реализуемого сцепления; коэффициент распределения тормозных сил; категория автомобиля; требования Правил №13 ЕЭК ООН; минимальная интенсивность торможения; нормативная интенсивность торможения.

ДО МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ТА ВИБОРУ РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ МІЖ ОСЯМИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ ПРАВИЛ №13 ЄЕК ООН

А.М. Туренко, професор, д.т.н., В.І. Клименко, професор, к.т.н., С.Й. Ломака, професор, к.т.н., Л.О. Рижих, професор, к.т.н., Д.М. Леонтьєв, асистент, ХНАДУ

Анотація. Запропоновано методику аналізу та вибору розподілу гальмівних сил між осями автомобілів категорії M_1 , відповідно до якого забезпечується мінімально допустима і нормативна інтенсивність їх гальмування згідно вимог Правил №13 ЄЕК ООН.

Ключові слова: регулювання гальмівних сил; коефіцієнт гальмування; зчеплення, що реалізується; коефіцієнт зчеплення; криві зчеплення, що реалізуються; коефіцієнт розподілу гальмівних сил; категорія автомобіля; вимоги Правил №13 ЄЕК ООН; мінімальна інтенсивність гальмування; нормативна інтенсивність гальмування.

TO METHOD OF ANALYSIS AND CHOICE OF BRAKING FORCES DISTRIBUTION BETWEEN VEHICLE AXELS TAKING INTO ACCOUNT REGULATIONS REQUIREMENTS №13 OF EEC OF UNO

A. Turenko, Professor, Doctor of Technical Science, V. Klimenko, Professor, Candidate of Technical Science, S. Lomaka, Professor, Candidate of Technical Science, L. Ryzhykh, Professor, Candidate of Technical Science, D. Leontev, assistant, KhNAHU

Abstract. The method of analysis and choice of braking forces distribution between the axels of category M_1 vehicles in accordance with which the minimum permissible braking intensity is provided according to regulations requirements №13 of EEC of UNO is offered.

Key words: braking forces regulation; curves of realized clutching, realized clutching; braking forces distribution coefficient; M_1 category; regulations requirements №13 of EEC of UNO; minimum braking intensity.

Введение

При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители

автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими национальными стандартами, а также таким международным регламентирующим документом,

каким являются Правила №13 ЕЭК ООН [1], принятые в Украине в качестве Государственного стандарта [2]. В Приложении 10 к этим Правилам изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями автомобиля. Анализ публикаций приведен в разделе материалы и результаты исследований.

Цель и постановка задачи

Разработка методики проверки представляемого на сертификацию в ЕЭК ООН транспортного средства категории M_1 в отношении допустимой минимальной и нормативной интенсивности торможения и выбора коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобилей этой категории.

Материалы и результаты исследования

Основными параметрами, используемыми в Правилах для характеристики распределения тормозных сил, служат:

- коэффициент торможения (z);
- реализуемое сцепление передней оси (f_1);
- реализуемое сцепление задней оси (f_2).

Величины z , f_1 и f_2 есть ни что иное, как удельные тормозные силы [3], действующие соответственно на автомобиль в целом, на переднюю и заднюю его оси.

$$z = \frac{T}{G}; \quad (1)$$

$$f_1 = \frac{T_1}{N_1}; \quad (2)$$

$$f_2 = \frac{T_2}{N_2}. \quad (3)$$

В этих уравнениях: T – общая тормозная сила, приложенная к автомобилю, Н; G – вес автомобиля, Н; T_1 и T_2 – тормозные силы соответственно на передней и задней оси, Н; N_1 и N_2 – нормальные реакции дороги на колеса передней и задней оси, действующие на них во время торможения, Н.

Известно [4], что если пренебречь силами сопротивления качению и сопротивления воздуха, то сила T при торможении на горизонтальной дороге будет численно равна силе инерции автомобиля P_{j_T} (без учета инерции вращающихся масс), то есть

$$T = P_{j_T} = m \cdot j_T, \quad (4)$$

где m – масса автомобиля, кг; j_T – замедление автомобиля, m/c^2 .

Решив совместно уравнения (1) и (4) с учетом того, что масса автомобиля m равна отношению $\frac{G}{g}$ (где g – ускорение свободного падения, m/c^2), получим выражение для определения z , приведенное в Правилах №13

$$z = \frac{j_T}{g}. \quad (5)$$

Из этой формулы видно, что коэффициент торможения z , являясь безразмерной величиной, характеризует интенсивность затормаживания автомобиля.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [3] коэффициент распределения тормозных сил β , представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси (T_1) к общей тормозной силе (T)

$$\beta = \frac{T_1}{T}. \quad (6)$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регулятора тормозных сил или антиблокировочной системы) коэффициент β – величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем автомобилей, так как именно она определяет, будет ли данный автомобиль удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между его осями. Соотношения между силами T , T_1 и T_2 с учетом уравнения (6) имеют вид

$$T_1 = T \cdot \beta; \quad (7)$$

$$T_2 = T \cdot (1 - \beta), \quad (8)$$

или
$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (9)$$

Нормальные реакции N_1 и N_2 через коэффициент z определяются выражениями [1]

$$N_1 = G_1 + z \cdot \frac{h}{L} \cdot G; \quad (10)$$

$$N_2 = G_2 - z \cdot \frac{h}{L} \cdot G, \quad (11)$$

где G_1 и G_2 – нормальные нагрузки соответственно на переднюю и заднюю оси при неподвижном автомобиле, установленном на горизонтальной поверхности, Н; L – база автомобиля, м; h – высота центра масс автомобиля над уровнем пола, м.

С учетом того, что $G_1 = G \cdot \frac{b}{L}$, а $G_2 = G \cdot \frac{a}{L}$ [4], выражения для определения N_1 и N_2 принимают вид

$$N_1 = G \cdot \frac{b + z \cdot h}{L}; \quad (12)$$

$$N_2 = G \cdot \frac{a - z \cdot h}{L}. \quad (13)$$

В этих уравнениях величины a и b – расстояния в метрах соответственно до передней и задней оси автомобиля от проекции его центра масс на горизонтальную плоскость, проходящую через эти оси. Их часто называют просто расстояниями от центра масс до передней и задней оси.

В результате совместного решения уравнений (1)–(3), (7), (8), (12) и (13) получены выражения [5], связывающие реализуемые сцепления на осях f_1 и f_2 с коэффициентом торможения z упомянутыми геометрическими параметрами автомобиля и коэффициентом β

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta}{b + z \cdot h}; \quad (14)$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta)}{a - z \cdot h}. \quad (15)$$

Ясно, что величина коэффициента z определяется, прежде всего, реализуемыми сцеплениями f_1 и f_2 . Связь между ними можно установить, решив совместно уравнения (14) и (15).

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h \cdot (f_1 - f_2)}. \quad (16)$$

Согласно предписаниям Правил №13, представляемое на официальное утверждение автотранспортное средство (АТС) любой категории в диапазоне изменения коэффициента сцепления (k) от 0,2 до 0,8 должно удовлетворять соотношению

$$z \geq 0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2). \quad (17)$$

Если уравнение (5) разрешить относительно замедления j_T , то предписание (17) может быть представлено в таком виде

$$j_T \geq g \cdot [0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2)]. \quad (18)$$

Равенства

$$z = 0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2) \quad (19)$$

или

$$j_T = g \cdot [0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2)] \quad (20)$$

определяют допустимую минимальную интенсивность торможения проверяемого АТС в данных условиях сцепления колес с дорогой. Отсюда формулировка основного требования, предъявляемого Правилами №13 к любому автотранспортному средству в части торможения, звучит так: если торможение автомобиля осуществляется на дороге с коэффициентом сцепления k , то оно должно происходить с интенсивностью не ниже той, что определяется коэффициентом z или замедлением j_T , подсчитанными, соответственно, по уравнению (19) или (20).

В неравенствах (17) и (18) указано, что в данных условиях сцепления возможны и более высокие интенсивности торможения по сравнению с допустимыми минимальными, определяемыми уравнениями (19) или (20). Но при этом так же, как и в рассмотренном выше случае, следует учитывать и другое требование Правил №13, которым устанавливаются для разных категорий транспортных средств определенные соотношения между реализуемыми сцеплениями на осях автомобиля в функции коэффициента торможения z . Так, реализуемое сцепление передней оси (f_1) во время торможения должно оставаться больше реализуемого сцепления задней оси (f_2) при изменении коэффициента z в диапазоне:

- $0,15 \div 0,8$ – автомобили категории M_1 (это требование распространяется также на автомобили категорий N_1 , у которых коэффициент нагрузки на заднюю ось в груженом/порожном состоянии не превышает 1,5 или максимальная масса которых составляет менее 2 т);
- $0,15 \div 0,5$ – автомобили категории N_1 ;
- $0,15 \div 0,3$ – автомобили всех других категорий.

В указанных диапазонах ниже предельное значение коэффициента торможения ($z_{ПР}^H$) для всех категорий автомобилей принято одинаковым, равным 0,15. Что касается верхнего предела ($z_{ПР}^B$), то он для разных категорий автотранспортных средств установлен разным, что должно учитываться при анализе и выборе распределения тормозных сил между осями интересующего нас автомобиля.

Для дачи окончательного заключения о соответствии данного автомобиля требованиям Правил №13 необходимо еще учитывать то, что для каждого АТС существует норматив по замедлению ($j_{ТН}$), который для автомобилей категории M_1 составляет $5,8 \text{ м/с}^2$ [1]. Для автомобилей всех других категорий $j_{ТН} = 5,0 \text{ м/с}^2$. Проверку автотранспортных средств на соответствие их этим нормативам осуществляют путем проведения тормозных испытаний «Тип 0» [1].

Как нам представляется, неравенство (17), как и равенство (19), записаны в строгом соответствии с физическим смыслом рассматриваемого явления. Так как торможение автомобиля может происходить в разных сцепных условиях, то коэффициент сцепления k в выражениях (17) и (19) выступает как независимая переменная. Коэффициент же z (как характеристика требуемой интенсивности торможения) является функцией, то есть зависимой переменной, определяемой величиной k . В Правилах №13 (Приложение №10 к Правилам) в графическом представлении выражения (17) показана обратная функция (рис. 1), согласно которой в качестве независимой переменной принята желаемая интенсивность торможения, характеризуемая коэффициентом z , а функцией стал требуемый для достижения этой интенсивности коэффициент сцепления k , который должен

быть не больше значения, определяемого выражением

$$k = \frac{z + 0,07}{0,85}. \quad (21)$$

Эта зависимость получена из уравнения (19) путем разрешения его относительно k .

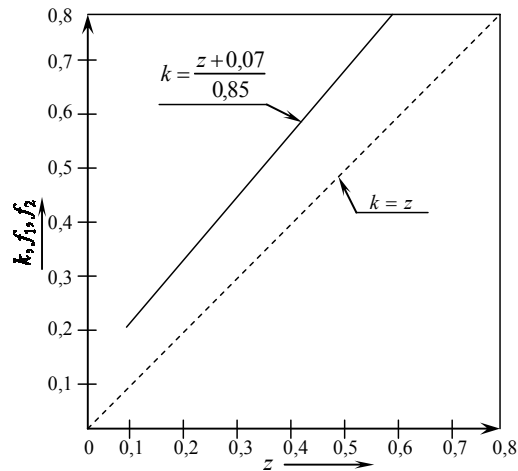


Рис. 1. Граничные зависимости коэффициента сцепления k в функции коэффициента торможения z , соответствующие Правилам №13 ЕЭК ООН (Приложение 10)

По нашему мнению, графическое представление неравенства (17) обратной функцией затрудняет понимание рассматриваемых процессов. Поэтому считаем целесообразным соотношение (17) графически представлять так, как оно представлено аналитически (рис. 2).

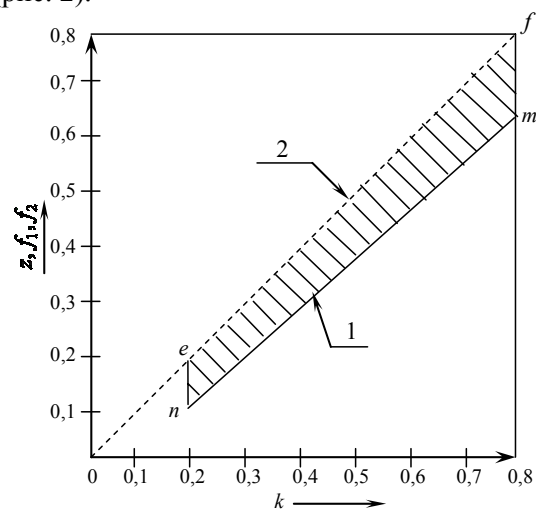


Рис. 2. Предлагаемое авторами представление граничных зависимостей коэффициента торможения z в функции коэффициента сцепления k

На рис. 2 линией 1 обозначена нижняя граница допустимых значений коэффициента z в функции k , соответствующая уравнению (19). Линия 2 является верхней границей возможных значений коэффициента z и реализуемых сцеплений f_1 и f_2 . На линии 2 может наблюдаться равенство $f_1 = f_2 = z = k$, которое возникает при так называемом «идеальном» торможении. Таким образом, заштрихованной на графике областью $efmn$ ограничены все возможные (допустимые) значения коэффициента z в функции коэффициента k – согласно неравенству (17) и принятому диапазону изменения k . Кривые реализуемых сцеплений f_1 и f_2 , наносимые на указанные графики, могут располагаться ниже прямой $k = z$ (рис. 1) и прямой 1 (рис. 2), что естественно.

Методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями АТС, с учетом вышеприведенных соображений, в настоящей статье изложена применительно к автомобилю категории M_1 , в качестве которого выбран автомобиль ГАЗ-3102 «Волга». Необходимые для этого его параметры приведены в табл. 1.

Как было отмечено выше, подготавливаемое к сертификации автотранспортное средство должно быть проверено на соответствие его требованиям Правил №13 по нормативному замедлению ($j_{ТН}$), а также по установленной Правилами минимально допустимой интенсивности торможения в заданных сцепных условиях. Последние определяются диапазоном изменения коэффициента k в пределах $0,2 \div 0,8$. Кроме того, для автомобилей категории M_1 должно быть также соблюдено указанное в Правилах соотношение между реализуемыми сцеплениями на осях ($f_1 > f_2$) в диапазоне изменения коэффициента торможения $z = 0,15 \div 0,8$.

Величины z , f_1 и f_2 , увеличиваясь в процессе затормаживания автомобиля, при определенных приводных усилиях передних и задних тормозов становятся равными друг другу. С помощью формул (14) и (15) можно определить значение z (обозначим его z_f), при котором будет иметь место равенство $f_1 = f_2 = z_f$.

Выражения для определения z_f имеют вид

$$z_f = \frac{L \cdot \beta - b}{h} \quad (22)$$

или

$$z_f = \frac{a - L \cdot (1 - \beta)}{h} \quad (23)$$

Обозначим z_f^r значение коэффициента z_f , относящееся к груженому автомобилю, и z_f^p – к порожнему автомобилю. Для автомобиля ГАЗ – 3102 «Волга»

$$z_f^r = \frac{L \cdot \beta - b_r}{h_r} = \frac{2,8 \cdot 0,6437 - 1,333}{0,535} = 0,877; \quad (24)$$

$$z_f^p = \frac{L \cdot \beta - b_p}{h_p} = \frac{2,8 \cdot 0,6437 - 1,486}{0,5} = 0,633. \quad (25)$$

Соответствующие значения коэффициента k (обозначим их: для груженого автомобиля k_f^r ; для порожнего – k_f^p) при зависимости $z = f(k)$, представленной уравнением (19), определяются по формулам

$$k_f^r = \frac{z_f^r + 0,07}{0,85} = \frac{0,877 + 0,07}{0,85} = 1,1; \quad (26)$$

$$k_f^p = \frac{z_f^p + 0,07}{0,85} = \frac{0,633 + 0,07}{0,85} = 0,827. \quad (27)$$

С использованием уравнения (19) при последовательном изменении коэффициента k в диапазоне от 0,2 до 1,2 были определены соответствующие значения коэффициента торможения z . Затем, при известных z , с помощью формул (14) и (15) найдены значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_1^r и f_2^r) и порожнего (f_1^p и f_2^p) автомобиля.

Результаты расчетов сведены в табл. 2. По данным, приведенным в табл. 2, на рис. 3 построены графики зависимостей $z = f(k)$, $f_1 = f(k)$ и $f_2 = f(k)$ для груженого (3а) и порожнего (3б) автомобиля.

На них также приведены графики функции $z = k$, ограничивающие, как было сказано выше, максимальные возможные значения коэффициента z и реализуемых сцеплений f_1 и f_2 .

Таблица 1 Параметры автомобиля ГАЗ-3102 «Волга»

№ п/п	Наименование параметра	Состояние автомобиля	
		груженный	порожний
1	Масса автомобиля m , кг	1870	1470
2	Вес автомобиля G , Н	18345	14421
3	Расстояние от центра масс до передней оси автомобиля a , м	1,467	1,314
4	Расстояние от центра масс до задней оси автомобиля b , м	1,333	1,486
5	Высота центра масс автомобиля над уровнем пола h , м	0,535	0,5
6	База автомобиля L , м	2,8	
7	Коэффициент распределения тормозных сил автомобиля β	0,6437	

Буквами a и a' на рис. 3, а и рис. 3, б обозначены точки пересечения графиков вышеуказанных зависимостей z , f_1 и f_2 от k . Ординаты этих точек определяют величины коэффициентов, соответственно, z_f^r и z_f^p , уточненные значения которых можно найти по формулам (24) и (25). Коэффициенты сцепления k_f^r и k_f^p , как абсциссы точек a и a' , могут быть определены графически или с помощью формул (26) и (27). Зависимости (22) и (23) точь-в-точь повторяют известную формулу [3], по которой определяют оптимальный коэффициент сцепления ($k_{\text{опт}}$) для автомобиля с заданными параметрами.

Горизонтальные прямые, проведенные через точки a и a' , пересекают графики функций $z = k$ в точках b и b' . Ординаты точек b и b' (равные ординатам точек a и a') равны также абсциссам этих точек, которые определяют значения оптимальных коэффициентов сцепления соответственно для груженого и порожнего автомобиля ($k_{\text{опт}}^r$ и $k_{\text{опт}}^p$). Абсциссы же точек a и a' не равны абсциссам точек b и b' , а заметно их превышают (см. расчеты, выполненные по формулам (24)–(27)).

Как было отмечено выше, сертифицируемый автомобиль должен также обеспечивать достижение предписываемого ему нормативного

замедления ($j_{ТН}$) при торможении без блокирования затормаживаемых колес. Для автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» $j_{ТН} = 5,8 \text{ м/с}^2$. Соответствующий коэффициент торможения (обозначим его z_H) определяется по формуле

$$z_H = \frac{j_{ТН}}{g} = \frac{5,8}{9,81} = 0,591. \quad (28)$$

Горизонтальные линии, проведенные через отмеченные на осях ординат значения $z = z_H = 0,591$, пересекают прямые (рис. 3) $z = 0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2)$ в точках c и c' . Абсциссы этих точек определяют значение коэффициента сцепления (обозначим его k_H), при котором будет достигаться нормативный коэффициент z_H в случае торможения с минимально допустимой интенсивностью. Для автомобилей категории M_1 коэффициент сцепления $k_H = 0,78$. На рис. 3, а и рис. 3, б обозначены также предписываемые Правилами №13 нормативные диапазоны изменения коэффициента сцепления $k_{H0} = 0,2 \div 0,8$ и коэффициента торможения $z_{H0} = 0,15 \div 0,8$. Буквами d и d' на прямых $z = 0,1 + 0,85 \cdot (k - 0,2)$ обозначены точки, соответствующие верхнему пределу $z_{H0} = 0,8$.

Таблица 2 Расчетные значения параметров интенсивности торможения автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» в функции коэффициента сцепления k

k	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,827	0,9	1,0	1,1	1,2
z	0,1	0,185	0,27	0,355	0,44	0,525	0,61	0,633	0,695	0,78	0,877	0,95
f_1^r	0,13	0,233	0,329	0,42	0,506	0,586	0,663	0,683	0,735	0,803	0,877	0,93
f_1^p	0,117	0,21	0,3	0,385	0,465	0,54	0,614	0,633	0,683	0,75	0,82	0,873
f_2^r	0,07	0,135	0,204	0,277	0,356	0,442	0,533	0,56	0,636	0,734	0,877	0,988
f_2^p	0,08	0,15	0,228	0,312	0,4	0,498	0,603	0,633	0,717	0,842	0,999	1,13

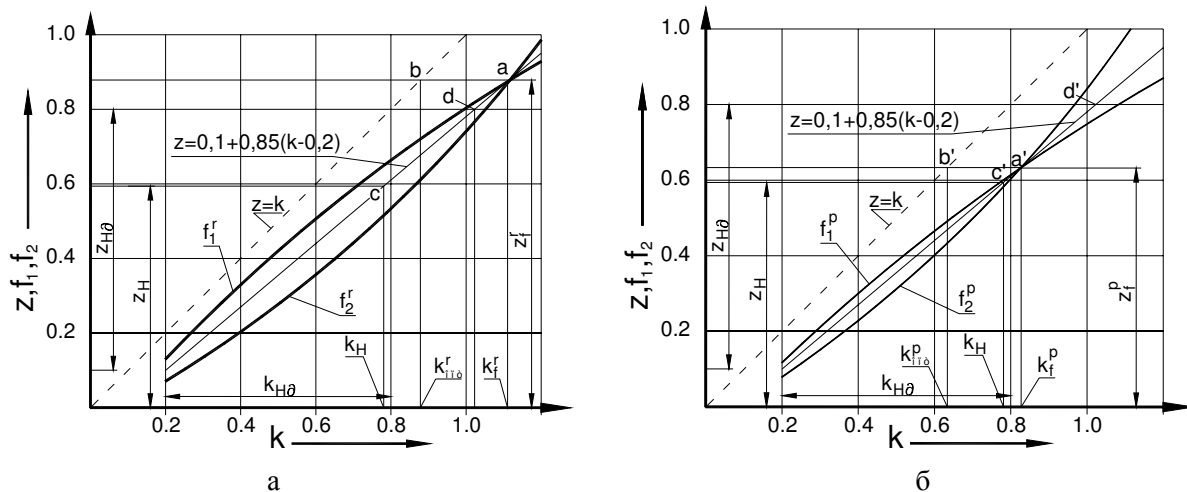


Рис. 3. Кривые реализуемого сцепления f_1 и f_2 в функции коэффициента k автомобиля ГАЗ-3102 «Волга», соответствующие минимально допустимой интенсивности торможения, и граничные зависимости $z = f(k)$: а – груженный автомобиль; б – порожний автомобиль

Проведенный анализ распределения тормозных сил между осями у автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» показал, что выбранный для него коэффициент $\beta = 0,6437$ обеспечивает выполнение всех предписываемых Правилами №13 по этой части требований – в случае груженого автомобиля. Графики, представленные на рис. 3, а, свидетельствуют, что в нормативных диапазонах изменения как коэффициента сцепления (k_{H0}), так и коэффициента торможения (z_{H0}) при затормаживании груженого автомобиля с минимально допустимой интенсивностью соблюдается требование Правил №13 в отношении взаимного расположения кривых реализуемого сцепления на осях ($f_1 > f_2$). Это требование также соблюдается (смотри расположение точек c и c') в случае торможения с нормативной интенсивностью ($z_H = 0,591$). Что касается порожнего автомобиля (рис. 3, б), то и в этом случае при $\beta = 0,6437$ обеспечивается выполнение всех соответствующих предписаний Правил №13, кроме одного. А именно: в диапазоне изменения z от 0,633 до 0,8 (точки a' и d') реализуемое сцепление f_2 превышает f_1 , что недопустимо для автомобиля категории M_1 .

Чтобы для автомобилей этой категории выполнялось условие $f_1 > f_2$ во всем предписываемом Правилами №13 диапазоне изменения z , в том числе и при $z = 0,8$,

необходимо, чтобы при любой загруженности такого транспортного средства коэффициент торможения z_f был больше числа 0,8.

Обозначим $z_{f\text{pac}}^p$ – новое (расчетное) значение коэффициента z_f для порожнего автомобиля ГАЗ-3102 «Волга» и примем его равным 0,81, то есть несколько больше верхнего предела нормативного диапазона изменения z . С помощью формулы (22) представляется возможным определить желаемое значение коэффициента распределения тормозных сил между осями данного автомобиля (обозначим его β_p)

$$\beta_p = \frac{z_{f\text{pac}}^p \cdot h_p + b_p}{L} = \frac{0,81 \cdot 0,5 + 1,486}{2,8} = 0,6754 \quad (29)$$

При величине $\beta = \beta_p = 0,6754$ новое значение коэффициента z_f^r (обозначим его $z_{f\text{pac}}^r$) будет равно

$$z_{f\text{pac}}^r = \frac{L \cdot \beta_p - b_r}{h_r} = \frac{2,8 \cdot 0,6754 - 1,333}{0,535} = 1,04 \quad (30)$$

Таким образом, чтобы автомобиль ГАЗ-3102 «Волга» при любой его загруженности удов-

летворял всем требованиям Правил №13, касающимся распределения тормозных сил между осями, необходимо увеличить выбранный для него коэффициент $\beta = 0,6437$ до значения $\beta_p = 0,6754$. Это можно осуществить, в частности, за счет соответствующего усиления тормозов передних колес, сохранив при этом тормоза задних колес неизменными.

В ходе анализа распределения тормозных сил у автомобиля «Волга» было установлено, что с ростом загруженности автомобиля коэффициент торможения z_f увеличивается – от минимального его значения при порожнем автомобиле ($z_f^p = 0,633$) до максимального значения при полностью груженом автомобиле ($z_f^r = 0,877$). Примененная коррекция коэффициента β для данного автомобиля по существу может быть принята как метод выбора этого коэффициента на стадии проектирования тормозной системы для любого автотранспортного средства категории M_1 . Задав расчетное значение коэффициента торможения для порожнего автомобиля ($z_{f\text{ рас}}^p$) несколько большим числа 0,8, по формуле (29) представляется возможным определить необходимую величину коэффициента $\beta = \beta_p$. При этом обеспечивается также требуемое соотношение реализуемых сцеплений на осях ($f_1 > f_2$) и при торможении с нормативной интенсивностью, так как коэффициент $z_H = 0,591$ меньше коэффициента $z_{f\text{ рас}}^p$.

Выводы

Изложенная методика анализа и возможной коррекции распределения тормозных сил между осями автотранспортного средства, разработанная на примере автомобиля ГАЗ-3102 «Волга», позволяет решать задачу выбора коэффициента β на стадии проектирования тормозной системы любого автомобиля категории M_1 . Данная методика может быть распространена также на автомобили категории N_1 и всех других категорий с учетом особенностей, связанных с предсмот-

ренным Правилами №13 уменьшением для этих транспортных средств (по сравнению с автомобилями категории M_1) верхних предельных значений коэффициента торможения ($z_{ПП}^B$) диапазонов изменения коэффициента z , в которых реализуемое сцепление передней оси автомобиля (f_1) должно оставаться большим реализуемого сцепления задней оси (f_2).

Литература

1. Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 30.09.2010 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2010. – 257 p.
2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії M, N і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – 324 с. – (Національний стандарт України).
3. Чудаков Е.А. Избранные труды: Том I. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 343 с.
4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – / Б.С. Фалькевич. – 2-е изд. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
5. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил / А.М. Туренко, С.Я. Ходирев, В.І. Клименко, В.О. Богомолов та ін. – Харків: ХНАДУ, – 2003. – 120 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 4 августа 2011 г.