

**ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК  
ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ,  
ДВИЖУЩЕГОСЯ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ  
УЧАСТКЕ ДОРОГИ**

**Введение.** Известно [1], что коэффициент динамического изменения нормальных реакций на осях при разгоне легкового автомобиля с максимальным ускорением находится в пределах:

- для передней оси  $m_{R1} = 0,85 - 0,9$ ;

- для задней оси  $m_{R2} = 1,05 - 1,12$ .

Следовательно, в первоначальный момент торможения легкового автомобиля, движущегося с максимальным ускорением, имеет место запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси на 5-12%, что с учетом действия возмущающих аэродинамических факторов принимает весомое значение.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Доказано [2, 3], что в случае экстренного торможения легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги с учетом влияния конструкции и жесткостей подвесок передней и задней оси автомобиля, а также межколесного дифференциала [4] нормальные реакции распределяются не равномерно по колесам каждой оси.

Кроме того, при экстренном торможении имеет место неравномерность распределения вертикальных реакций по колесам каждой оси автомобиля и от действия составляющих аэродинамической силы.

**Цель и постановка задачи.** Целью работы является оценка динамического изменения нормальных реакций на осях при экстренном торможении легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги при действии аэродинамического фактора, а также возможности увеличения тормозного момента на колесах задней оси.

**Математическая модель и алгоритм решения задачи.** Для легковых автомобилей, тормозные системы которых не оборудованы антиблокировочными системами, есть возможность усиления тормозов задней оси из-за наличия запаса вертикальной нагрузки на задних колесах в определенных эксплуатационных условиях. Однако, из-за опасности потери курсовой устойчивости при экстренных торможениях этим запасом ранее пренебрегали. При использовании динамических регуляторов тормозных сил возможна реализация такого запаса по моменту на задних колесах.

Известные аналитические зависимости для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси  $R_{z1}$  и задней оси  $R_{z2}$  легкового автомобиля с учетом рекомендаций [1-3] определяются из системы уравнений (рис.1).

Рассматривая равенство моментов относительно точки А, т.е.  $\sum M_A = 0$ , имеем

$$P_{T1} \cdot r_d + P_{T2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) + G_a \cdot b - P_{wx} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) - R_{z1} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0, \quad (1)$$

где  $r_d$  – динамический радиус колес передней и задней оси;

$b, h$  – координаты центра тяжести автомобиля;

$h_w$  – высотная координата метацентра автомобиля;

$L$  – продольная база автомобиля;

$P_{wx}$  – сила лобового сопротивления автомобиля;

$P_{wz}$  – подъемная аэродинамическая сила автомобиля;

$R_{z1}$  – вертикальная реакция на колесах передней оси автомобиля;

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

$\sum M_f$  – суммарный момент сопротивления качению колес на передней и задней оси;

$P_j$  – сила инерции автомобиля;

$G_a$  – вес автомобиля.

Откуда

$$R_{z1} \cdot L = P_{T1} \cdot r_d + P_{T2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) + G_a \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \sum M_j - \sum M_f, \quad (2)$$

После известных преобразований получим выражение

$$R_{z1} \cdot L = r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}) + m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + m_a \cdot g \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ст} \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}), \quad (3)$$

где  $m_a$  – масса легкового автомобиля;

$f_a = 0,012 - 0,022$  – коэффициент сопротивления качению колес передней и задней оси;

$r_{ст}$  – статический радиус колеса;

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

$\omega$  – угловая скорость вращения колес  $i$ -ой оси на момент торможения легкового автомобиля.

Принимая во внимание рекомендации [1]  $P_{wz} = \lambda_z \cdot P_{wx}$ , получим

$$R_{z1} \cdot L = r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) + m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + \\ + m_a \cdot g \cdot b - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \\ + \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \quad (4)$$

Поскольку скорость движения легкового автомобиля при торможении меняется от начальной скорости  $\vartheta_a = \vartheta_0$  до конечной  $\vartheta$ , м/с, то справедлива зависимость

$$\vartheta = \vartheta_0 - j \cdot t, \quad (5)$$

где  $t$  – время торможения.

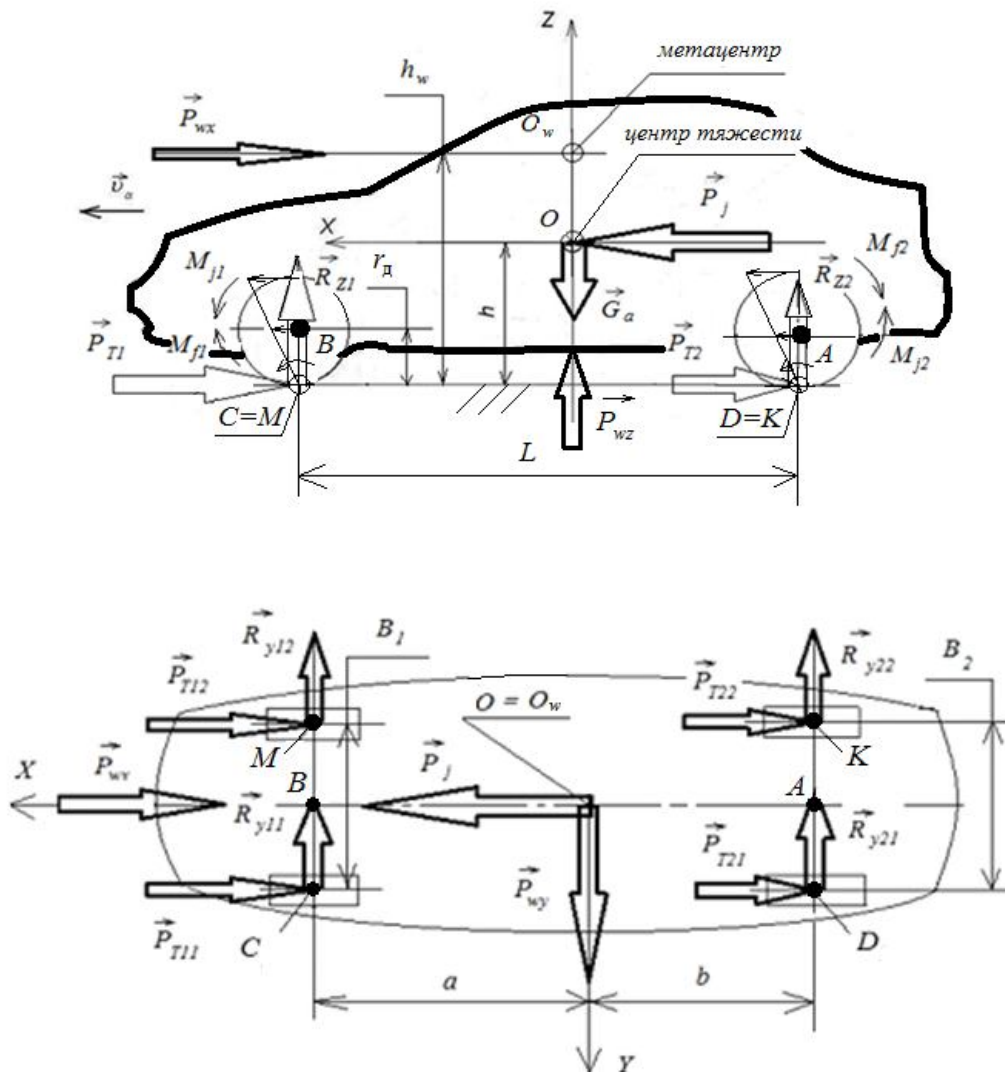


Рис. 1 – Схема сил, действующих на автомобиль при экстренном торможении, движущийся на горизонтальном участке дороги

Следовательно, центры осей колес автомобиля тоже движутся с такой же скоростью.

Изменением коэффициента сцепления вплоть до момента блокирования колес какой-либо оси будем пренебрегать. Тогда мгновенные центры вращения колес

находятся в точках **C** и **D** контакта шины с поверхностью дороги (см. рис. 1).

Разделив левую и правую части уравнения (5) на кинематический радиус колеса  $r_k$ , получим

$$\omega = \omega_0 - \frac{j}{r_k} \cdot t = \omega_0 - \frac{d\omega}{dt} \cdot t. \quad (6)$$

Откуда следует, что угловое замедление колеса при торможении в таком случае равно

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{j}{r_k}. \quad (7)$$

Принимая  $\vartheta_a = \vartheta_0$ ,  $r_a = r_k$ ,  $F_w = H_a \cdot B_a$  с учетом формулы (4) в итоге получаем

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot \left[ \begin{aligned} & (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2) \cdot (r_k \cdot \varphi - f_a \cdot r_{ct}) + \\ & + m_a \cdot g \cdot \left[ \frac{j}{g} \cdot (h - r_k) + b \right] - \\ & - K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w - r_k + \lambda_z \cdot b) + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i \end{aligned} \right], \quad (8)$$

где  $K_0$  - коэффициент обтекаемости (для рассматриваемых легковых автомобилей принимается  $0,35 \text{ кг/м}^3$ );

$H_a, B_a$  - высота и ширина легкового автомобиля.

Учитывая составляющие сопротивления воздуха, действующие на автомобиль при торможении (см. рис. 1), можно выразить

$$m_a \cdot j - P_{wx} = (m_a \cdot g - P_{wz}) \cdot \varphi. \quad (9)$$

Откуда после преобразований величина реализуемого замедления в таком случае

$$j = \frac{(m_a \cdot g - P_{wz}) \cdot \varphi + P_{wx}}{m_a} = \varphi \cdot g + \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2}{m_a} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi). \quad (10)$$

Следовательно, величина реализуемого замедления с учетом возмущающих факторов может быть получена большей на величину  $\Delta_j = \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2}{m_a} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi)$ .

Из полученного выражения (8) после преобразований окончательно имеем выражение для определения значения вертикальной реакции на передней оси автомобиля при торможении на горизонтальном участке дороги с учетом возмущающих факторов

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot \left[ m_a \cdot g \cdot (b + z \cdot h) - m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i - \right. \\ \left. - K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct})] \right] \quad (11)$$

где  $z = \frac{j}{g}$  – коэффициент торможения.

Допускаем, что в случае отсутствия боковой составляющей ветра вертикальные нагрузки на левом и правом колесах передней оси равны, тогда  $R_{z11} = R_{z12} = 0,5R_{z1}$ .

Рассматривая равенство моментов относительно точки В (см. рис.1), имеем

$$P_{r1} \cdot r_d + P_{r2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) - G_a \cdot a + P_{wx} \cdot a - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \\ + R_{z2} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0. \quad (12)$$

После подстановки  $P_{wx} = \lambda_z \cdot P_{wx}$  с учетом выше представленных выражений получаем в развернутом виде

$$R_{z2} \cdot L = -r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) - m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + \\ + m_a \cdot g \cdot a - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot a + P_{wx} \cdot (h_w - r_d) - \\ - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \quad (13)$$

Принимая во внимание  $\vartheta_a = \vartheta_0$ ,  $r_d = r_k$ ,  $F_w = H_a \cdot B_a$  из (13) в итоге получаем выражение

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \cdot \left[ m_a \cdot g \cdot [a - z \cdot h] + m_a \cdot g \cdot (f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)) - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \right. \\ \left. + K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct})] \right] \quad (14)$$

где  $a$  – координата центра тяжести автомобиля.

В данном эксплуатационном случае имеет место межосевая и межбортовая неравномерность вертикальных реакций.

Пренебрегая действием возмущающих факторов (воздушного потока, моментов сопротивления качению колес и инерции вращающихся частей), получим классическую систему уравнений [1-3] в виде

$$[R_{z1}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left( b + \frac{j}{g} \cdot h \right), \quad (15)$$

$$[R_{z2}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left( a - \frac{j}{g} \cdot h \right). \quad (16)$$

Для оценки межосевой неравномерности распределения вертикальных реакций в уравнении (11) введем обозначение

$$\Delta_{R1} = \frac{1}{L} \cdot \left( \begin{array}{c} -m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i - \\ -K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct})] \end{array} \right), \quad (17)$$

а в уравнении (14)

$$\Delta_{R2} = \frac{1}{L} \cdot \left( \begin{array}{c} m_a \cdot g \cdot (f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)) - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \\ +K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct})] \end{array} \right), \quad (18)$$

тогда с учетом выражений (15) и (16) получим упрощенные выражения

$$R_{z1} = [R_{z1}] + \Delta_{R1}, \quad (19)$$

$$R_{z2} = [R_{z2}] + \Delta_{R2}. \quad (20)$$

Откуда следует, что при торможении легкового автомобиля вертикальные реакции на осях с учетом действия возмущающих факторов по сравнению с вертикальными реакциями, определяемыми по классической теории, увеличиваются на некоторую величину  $\Delta_{R1}$  и  $\Delta_{R2}$ . Это значит, что тормозные моменты на осях тоже могут быть увеличены на передней оси на величину  $\Delta_{R1} \cdot \varphi \cdot r_k$ , а на задней на  $\Delta_{R2} \cdot \varphi \cdot r_k$ .

Полученные уточненные аналитические зависимости (11) и (14) для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси  $R_{z1}$  и задней оси  $R_{z2}$  легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальной дороге, 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.

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zic}}, \quad (21)$$

где  $R_{zi}$  – вертикальная реакция на  $i$  – ой оси легкового автомобиля, определяемая по новым зависимостям (11) и (14);

$R_{zic}$  – вертикальная реакция на  $i$  – ой оси легкового автомобиля, определяемая по классическим зависимостям (15) и (16).

При помощи компьютерной программы получены расчетные данные динамического изменения вертикальных реакций на колесах передней и задней оси автомобилей Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Kia Forza, представленные в табл.1.

Значения сравнительного динамического изменения вертикальных реакций

Автомобиль	Сравнительный коэффициент динамического изменения вертикальной реакции, $m_{Ri}$ , определяемый			
	по классическим зависимостям (15) и (16)		по новым зависимостям (11) и (14)	
	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось
Daewoo Lanos	1,0	1,0	<b>1,06 – 1,08</b>	<b>1,10 – 1,12</b>
Lada Priora	1,0	1,0	<b>1,02 – 1,05</b>	<b>1,12 – 1,15</b>
Chevrolet Aveo	1,0	1,0	<b>1,04 – 1,06</b>	<b>1,09 – 1,11</b>
Kia Forza	1,0	1,0	<b>1,06 – 1,08</b>	<b>1,10 – 1,12</b>

Очевидно, что в таком случае должны соблюдаться условия  $\Delta_{R1} \geq 0$  и  $\Delta_{R2} \geq 0$ .

Это возможно, если выполняются неравенства:

- в соответствии с выражением (17)

$$f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi) \leq 0, \quad (22)$$

$$h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct}) \leq 0, \quad (23)$$

- в соответствии с выражением (18)

$$f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi) \geq 0, \quad (24)$$

$$h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct}) \geq 0. \quad (25)$$

После преобразований указанных неравенств получим соответственно

$$z \leq \varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}, \quad (26)$$

$$z \geq \varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}. \quad (27)$$

Для построения графической зависимости  $z = f(\varphi)$  (рис. 2) получим характерные точки при  $z = 0, \varphi = f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}; \varphi = 0, z = -f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}$ .

Как показывает анализ графической зависимости (см. рис. 2) некоторому значению  $\varphi_1$  соответствует значение  $z_1$ , такое, что неравенству (26) в таком случае удовлетворяют значения от  $z_{min}$  до  $z_1$ , а неравенству (27) удовлетворяют значения от  $z_1$  до  $z_{max}$ .

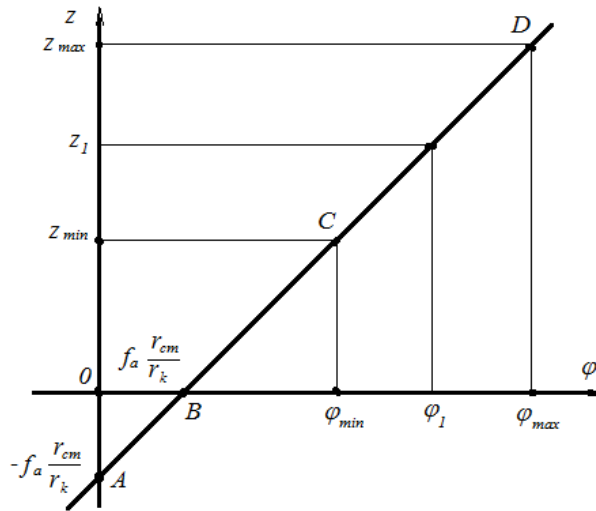


Рис. 2 – Графіческая зависимость  $z = f(\varphi)$

При решении неравенств (26) и (27) после преобразований получим

$$\frac{h_W}{r_k} + \lambda_z \cdot \left( \varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} + \frac{b}{r_k} \right) \leq 1, \quad (28)$$

$$\frac{h_W}{r_k} + \lambda_z \cdot \left( \varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right) \geq 1. \quad (29)$$

Поскольку для легковых автомобилей  $\frac{h_W}{r_k} > 1$ ,  $\frac{b}{r_k} > 1$ ,  $\frac{a}{r_k} > 1$ ,  $\frac{r_{cm}}{r_k} < 1$ ,  $\lambda_z < 1$ , то неравенство (28) решения не имеет, так как значение выражения в скобках не может быть меньше нуля, а неравенство (29) имеет решение, если

$$\frac{h_W}{r_k} \geq 1 - \lambda_z \cdot \left( \varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right). \quad (30)$$

Это значит, что  $\Delta_{R1}$  в выражении (19) может принимать как положительные, так и отрицательные значения, а  $\Delta_{R2}$  в выражении (20) только положительные.

Таким образом, равенство (20) выполняется. Это значит, что имеется запас тормозного момента на задних колесах легкового автомобиля величиной  $\Delta_{R2} \cdot \varphi \cdot r_k$ .

### Выводы

1. При торможении легкового автомобиля вертикальные реакции на его осях с учетом действия возмущающих факторов по сравнению с вертикальными реакциями, определяемыми по классической теории, увеличиваются на величину  $\Delta_{R1}$  и  $\Delta_{R2}$ , определяемую по зависимостям (17) и (18).

2. Сравнительные коэффициенты динамического изменения вертикальных реакций на осях легковых автомобилей Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Kia Forza, определяемые по установленным зависимостям (11) и (14) находятся в пределах:

а) на передней оси  $m_{R1} = 1,02 - 1,08$ ;

б) на задней оси  $m_{R2} = 1,09 - 1,15$ .

Это значит, что имеется запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси до 15%.

3. Следует заключить, что в данном эксплуатационном случае в тормозном

приводе легкових автомобілей должно быть обеспечено регулирование тормозных сил по колесам каждой оси с учетом изменения их вертикальных реакций и коэффициента сцепления колес с дорогой, обеспечив межбортовую схему включения контуров тормозного привода. Это возможно за счет установки динамических регуляторов тормозных сил.

**Список литературы:** 1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>. 2. Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И. – Харьков: Издательство ХГАДТУ. – 1999. – 93с. 3. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. Und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme). 4. Карпенко В.А. Влияние межколесного дифференциала на динамические характеристики автомобиля при неравномерном распределении вертикальной нагрузки между колесами // Механіка та машинобудування. – 2000. – №1. – с. 67-71. 5. 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. 6. 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. 7. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. // Автомобильная промышленность. - Харьков, ХАДИ, 1980. - №. - 24с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Ageykin Ya.S. Teoriya avtomobilya [Elektronnyiy resurs]: ucheb. posob. / Ya.S. Ageykin, N.S. Volskaya. – M.: MGIU, 2008. – 318 s. – Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>. 2. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I. Ustoychivost kolesnyih mashin pri tormozhenii / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I. – Harkov: Izdatelstvo HGADTU. – 1999. – 93s. 3. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. Und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme). 4. Karpenko V.A. Vliyanie mezhkolesnogo differentsiala na dinamicheskie harakteristiki avtomobilya pri neravnomernom raspredelenii vertikalnoy nagruzki mezhdu kolesami // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2000. – #1. – s. 67-71. 5. Lagunov L.Ya. Vliyanie effektivnosti tormozheniya na povorote na propusknyuyu sposobnost dorogi / L.Ya. Lagunov, G.S. Prohorova, M.A. Podrigalo // Avtomobilnyiy transport. – Kiev: Tehnika, 1982. – Vyip.19. – s. 111–116. 6. Fedosov A.S., Podrigalo M.A. Issledovanie potentsialnyih stsepnnyih vozmozhnostey avtomobilya pri deystvii bokovoy silyi v protsesse tormozheniya // Avtomobilnyiy transport. - K.: Tehnika, 1980. - Vyip. 17. - s.73-78. 7. Zakonyi regulirovaniya tormoznyih sil avtomobilya pri deystvii bokovoy silyi v protsesse tormozheniya / Gredeskul A.B., Podrigalo M.A., Favorov N.Yu. // Avtomobilnaya promyishlennost. - Harkov, HADI, 1980. - #. - 24s.

Назаров В.І.

#### ПЕРЕРОЗПОДІЛ ВЕРТИКАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ЕКСТРЕНОМУ ГАЛЬМУВАННІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ, ЩО РУХАЄТЬСЯ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ НА ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ДІЛЯНЦІ ДОРОГИ

Запропоновано математичну модель руху легкового автомобіля при екстремому гальмуванні в експлуатаційних умовах з урахуванням аеродинамічних збурюючих факторів.

Nazarov V.

#### REDISTRIBUTION OF VERTICAL LOADS DURING EMERGENCY BRAKING OF THE CAR MOVING IN THE AIR FLOW IN THE HORIZONTAL SECTION OF THE ROAD

A mathematical model of the motion of the car during emergency braking in the operating conditions, taking into account the aerodynamic disturbing factors.