

---

DOI: 10.53078/20778481\_2022\_1\_64

УДК 629.3

*В. П. Тарасик*

---

## МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТИПА «МИКСТ»

---

*V. P. Tarasik*

---

## TECHNIQUE FOR SIMULATING VEHICLE EMERGENCY BRAKING ON A «MIXT»-TYPE BEARING SURFACE

---

### **Аннотация**

Предложена методика моделирования экстренного торможения автомобиля для случая, когда левые и правые колеса находятся в разных условиях по сцеплению с опорной поверхностью. Разработаны математические модели процесса движения автомобиля при торможении и режимов функционирования элементов тормозной системы под управлением АБС. Приведены графики результатов моделирования. Показана эффективность использования АБС.

### **Ключевые слова:**

тормозная система автомобиля, тормозные моменты передних и задних колес, коэффициент распределения тормозных моментов, тормозной путь и замедление при торможении, коэффициент сцепления, скольжение колеса, блокировка колеса тормозом, антиблокировочная система управления тормозными моментами.

### **Для цитирования:**

Тарасик, В. П. Методика моделирования экстренного торможения автомобиля на опорной поверхности типа «микст» / В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 1 (74). – С. 64–75.

### **Abstract**

A technique for simulating vehicle emergency braking is proposed for the case when its left and right wheels are running under different conditions in terms of wheel/bearing surface adhesion. Mathematical models for the process of vehicle movement during braking, as well as for the modes of operation of the braking system elements under ABS control, have been developed. Graphs of simulation results are presented. The effectiveness of the ABS system use is shown.

### **Keywords:**

vehicle braking system, braking torques of front and rear wheels, braking torque distribution coefficient, braking distance and deceleration when braking, adhesion coefficient, wheel slip, wheel blocking by the brake, anti-lock braking torque control system.

### **For citation:**

Tarasik, V. P. Technique for simulating vehicle emergency braking on a «mixt»-type bearing surface / V. P. Tarasik // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 1 (74). – P. 64–75.

---

Опорную поверхность дороги с различающимися условиями сцепления левых и правых колес автомобиля принято называть поверхностью типа «микст». Продольные и поперечные реакции дороги на левые и правые колеса

при торможении автомобиля в этом случае существенно различаются, соответственно, различаются и реализуемые тормозные моменты этих колес, что приводит к возникновению разворачивающего момента и заносу корпуса ав-

томобиля. Происходит потеря устойчивости прямолинейного движения автомобиля, сопровождаемая увеличением тормозного пути. Создается аварийная ситуация для транспортного потока на дороге.

Прогнозирование характеристик и параметров экстренного торможения на поверхности типа «микст» возможно на основе компьютерного моделирования. Рассмотрим предлагаемую методику моделирования и исследования.

Динамическую модель автомобиля представим в виде сложной многомерной системы, состоящей из взаимодействующих компонентов и находящейся под воздействием внешней среды. Модель экстренного торможения и ее по-

дробное обоснование приведены в [1]. Дополним эту модель компонентом, необходимым для отображения процесса заноса автомобиля при торможении. Предлагаемая модель приведена на рис. 1. Ее компонент, представленный на рис. 1, д, предназначен для получения уравнений вращательного движения относительно вертикальной оси  $z$  и бокового смещения в направлении поперечной оси  $y$ .

На основе сформированной динамической модели составим систему дифференциальных уравнений математической модели торможения автомобиля:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= \frac{-\sum_i (M_{\tau i} + M_{f i})/r_{k0} - F_w}{\delta_{п.м} m_a} + v_y \omega_z; \quad i = 1l, 1p, 2l, 2p; \\ \frac{dv_y}{dt} &= \frac{F_{vy}}{m_a} - v_x \omega_z; \\ \frac{d\omega_z}{dt} &= \frac{F_{\omega z}}{J_z}; \\ \frac{d\omega_y}{dt} &= \frac{-(\Delta F_{z1} l_1 + \Delta F_{z2} l_2) + \sum_i M_{\tau i}}{J_y}; \\ \frac{d\omega_{ki}}{dt} &= \frac{R_{xi} r_{k0} - (M_{\tau i} + M_{f i})}{J_{ki}}; \quad i = 1l, 1p, 2l, 2p, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $v_x, v_y$  – продольная и поперечная составляющие скорости автомобиля, м/с;  $M_{\tau i}, M_{f i}$  – соответственно тормозной момент и момент сопротивления качению  $i$ -го колеса автомобиля, Н·м;  $r_{k0}$  – радиус качения колеса, м;  $F_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;  $m_a, \delta_{п.м}$  – масса автомобиля, кг, и коэффициент приведенной массы;  $\omega_z, J_z$  – угловая скорость вращения,

рад/с, и момент инерции корпуса автомобиля относительно вертикальной оси  $z$ , кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_y, J_y$  – угловая скорость продольных колебаний поддресоренной массы кузова, рад/с, и момент инерции относительно поперечной оси  $y$ , кг·м<sup>2</sup>;  $\Delta F_{z1}, \Delta F_{z2}$  – изменения суммарных усилий упругих и диссипативных элементов подвески передних и задних колес при продольных колебаниях поддресоренной массы, Н;  $l_1, l_2$  – про-

дольные координаты осей вращения колес относительно центра масс кузова, м;  
 $\omega_{ki}, J_{ki}$  – угловая скорость вращения,

рад/с, и момент инерции  $i$ -го колеса,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $R_{xi}$  – продольная реакция дороги на  $i$ -е колесо, Н.

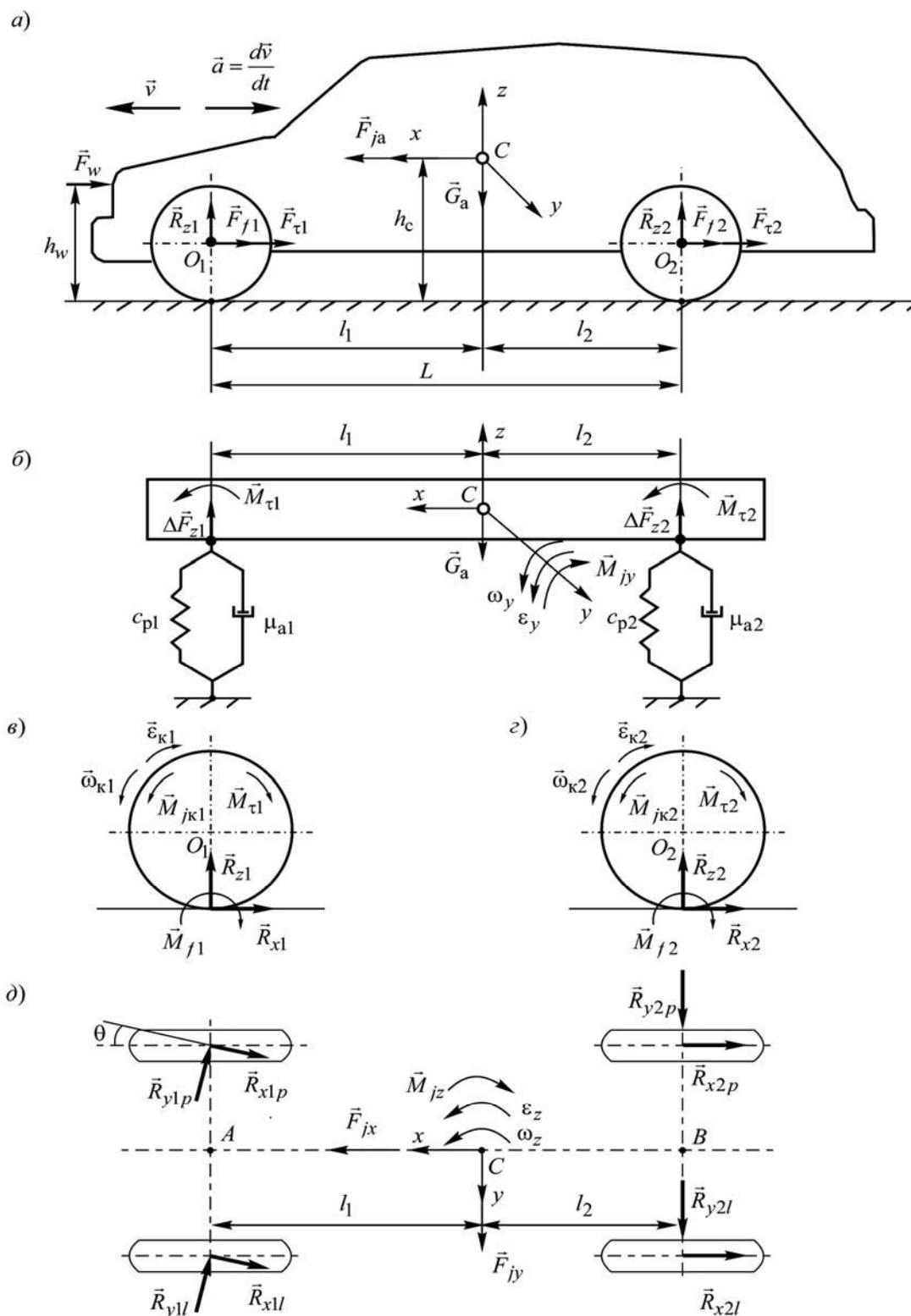


Рис. 1. Динамические модели автомобиля: поступательного движения корпуса (а); продольных угловых колебаний кузова (б); вращательных движений передних и задних колес (в) и (г); заноса автомобиля (д)

Функции  $F_{\omega z}$  и  $F_{vy}$  вычисляются по формулам

$$F_{\omega z} = (R_{x1l} - R_{x1p})B_k \cos \theta + (R_{x1l} + R_{x1p})l_1 \sin \theta + (R_{y1l} - R_{y1p})B_k \sin \theta - \\ - (R_{y1l} + R_{y1p})l_1 \cos \theta + (R_{x2l} - R_{x2p})B_k + (R_{y2l} + R_{y2p})l_2 / J_z; \quad (2)$$

$$F_{vy} = (M_{\tau 1l} + M_{\tau 1p} + M_{f1l} + M_{f1p}) \sin(\theta) / r_{k0} - (R_{y1l} + R_{y1p}) \cos(\theta) + R_{y2l} + R_{y2p}, \quad (3)$$

где  $\theta$  – угол поворота управляемых колес автомобиля, рад;  $B_k$  – половина колеи, м;  $R_{y1l}, R_{y1p}, R_{y2l}, R_{y2p}$  – поперечные реакции на левые и правые колеса соответственно, Н.

Вычисления функций  $M_{\tau i}, M_{f i}, R_{xi}, R_{yi}$  осуществляются по формулам, приведенным в [1].

На режиме экстренного торможения происходит упругое и внешнее скольжение тормозящих колес относительно опорной поверхности дороги в продольном и поперечном направлениях. Коэффициент сцепления колес с дорогой при этом изменяется в широких пределах и зависит от величины их скольжения. Данное явление изучают экспериментально. При этом получают графики зависимостей удельной продольной реакции дороги на колесо  $\gamma_{Rx}$  и удельной поперечной реакции  $\gamma_{Ry}$  в зависимости от величины коэффициента скольжения  $\lambda_{\tau}$ . Как известно [2, 3], экстремумы функций  $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$  и  $\gamma_{Ry} = f(\lambda_{\tau})$  представляют собой максимальные значения соответственно продольного  $\varphi_{x \max}$  и поперечного  $\varphi_{y \max}$  коэффициентов сцепления колеса с дорогой.

Коэффициент скольжения  $i$ -го колеса  $\lambda_{\tau i}$  определяется по формуле

$$\lambda_{\tau i} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0i}}{v_a}, \quad (4)$$

где  $\omega_{ki}, r_{k0i}$  – угловая скорость вращения и радиус качения  $i$ -го колеса соответственно;  $v_a$  – скорость автомобиля, м/с.

Удельные продольные и поперечные реакции дороги на колесо представляют собой соотношения

$$\gamma_{Rx} = \frac{R_x}{R_z}; \quad (5)$$

$$\gamma_{Ry} = \frac{R_y}{R_z}, \quad (6)$$

где  $R_x, R_y$  – соответственно продольная и поперечная реакции скользящего колеса при торможении, Н;  $R_z$  – нормальная реакция, Н.

Для вычисления функции  $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$  используем зависимости, полученные М. Буркхардтом (M. Burckhardt) на основе экспериментальных исследований процессов скольжения колес в различных дорожных условиях [4]. Их математическое представление дается эмпирической формулой

$$\gamma_{Rx} = c_1(1 - e^{-c_2 \lambda_{\tau}}) - c_3 \lambda_{\tau}, \quad (7)$$

где  $c_1, c_2, c_3$  – коэффициенты.

Для сухого асфальта  $c_1 = 1,2801$ ,  $c_2 = 23,990$ ,  $c_3 = 0,520$ ; для мокрого –  $c_1 = 0,857$ ,  $c_2 = 33,822$ ,  $c_3 = 0,347$ .

На основе функции  $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$  определяется изменение продольной

реакции дороги на скользящие колеса

$$R_x = \gamma_{Rx} R_z. \quad (8)$$

Для описания зависимости  $\gamma_{Ry} = f(\lambda_\tau)$  используем график, приведенный в [5, с. 627]. Аппроксимацию этого графика представим в виде полинома седьмого порядка

$$\begin{aligned} \gamma_{Ry} = & b_0 + b_1 \lambda_\tau + b_2 \lambda_\tau^2 + b_2 \lambda_\tau^3 + \\ & + b_2 \lambda_\tau^4 + b_2 \lambda_\tau^5 + b_2 \lambda_\tau^6 + b_2 \lambda_\tau^7, \quad (9) \end{aligned}$$

где  $b_0, b_1, b_2, \dots, b_7$  – коэффициенты полинома.

Предположим, что опорная поверхность левых колес автомобиля имеет коэффициент сцепления  $\varphi_{y \max} = 0,7$ , а правых колес –  $\varphi_{y \max} = 0,3$ .

Для первого варианта опорной поверхности получены следующие значения коэффициентов полинома  $\gamma_{Ry} = f(\lambda_\tau)$ :  $b_0 = 0,69977$ ;  $b_1 = 0,49857$ ;  $b_2 = -17,178$ ;  $b_3 = 73,148$ ;  $b_4 = -151,38$ ;  $b_5 = 165,83$ ;  $b_6 = -91,462$ ;  $b_7 = 19,900$ .

Для второго варианта:  $b_0 = 0,30033$ ;  $b_1 = 0,21398$ ;  $b_2 = -7,3725$ ;  $b_3 = 31,394$ ;  $b_4 = -64,972$ ;  $b_5 = 71,171$ ;  $b_6 = -39,254$ ;  $b_7 = 8,5406$ .

На рис. 2 представлены графики за-

висимостей  $\gamma_{Rx} = f(\lambda_\tau)$  и  $\gamma_{Ry} = f(\lambda_\tau)$  для опорных поверхностей при  $\varphi_{x \max} = 0,8$ ,  $\varphi_{y \max} = 0,7$  (мокрый асфальт);  $\varphi_{x \max} = 0,35$ ,  $\varphi_{y \max} = 0,3$  (обочина дороги). Известно, что у одной и той же опорной поверхности значение  $\varphi_{y \max}$  несколько меньше  $\varphi_{x \max}$ .

Нарастание тормозных моментов при включении тормозов представим выражением

$$M_{\tau i} = \begin{cases} M_{\tau i \max} t / t_H & \text{при } t < t_H; \\ M_{\tau i \max} & \text{при } t \geq t_H, \end{cases} \quad (10)$$

где  $t_H$  – время нарастания тормозных моментов ( $t_H = 0,4 \dots 0,5$  с [2]).

Тормозной момент задних тормозов

$$M_{\tau 2} = M_{\tau 1} (1 - \beta_\tau) / \beta_\tau, \quad (11)$$

где  $\beta_\tau$  – коэффициент распределения тормозных моментов:

$$\beta_\tau = \frac{M_{\tau 1 \max}}{M_{\tau 1 \max} + M_{\tau 2 \max}}. \quad (12)$$

Максимальные моменты по сцеплению передних и задних тормозных механизмов  $M_{\tau 1 \max}$  и  $M_{\tau 2 \max}$  вычисляются по формулам

$$M_{\tau 1 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_2 + h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L; \quad (13)$$

$$M_{\tau 2 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_1 - h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L, \quad (14)$$

где  $\varphi_{x \max}$  – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью дороги;  $h_c$  – высота центра масс автомобиля, м;  $L$  – колесная база автомобиля, м.

Применение предлагаемой методики рассмотрим на примере моделирования экстренного торможения легково-

го автомобиля, параметры которого приведены в [1]. При моделировании процесса торможения будем предполагать, что тормозная система укомплектована антиблокировочной системой (АБС). Моделирование процесса управления тормозными моментами посредством АБС рассмотрено в [1].

Применение АБС в тормозной системе позволяет избежать блокировок колес при экстренных торможениях и обеспечить ее функционирование в области высоких значений коэффициентов сцепления  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  (рис. 2). Режим управления обычно настраивают на поддержание коэффициента скольжения  $\lambda_\tau$  в пределах 0,1...0,25.

На рис. 3, а приведены графики изменения коэффициента скольжения колес  $\lambda_\tau$  при экстренном торможении автомобиля в условиях «микст», а на рис. 3, б – графики тормозных моментов  $M_\tau$ , воздействующих на соответствующие колеса.

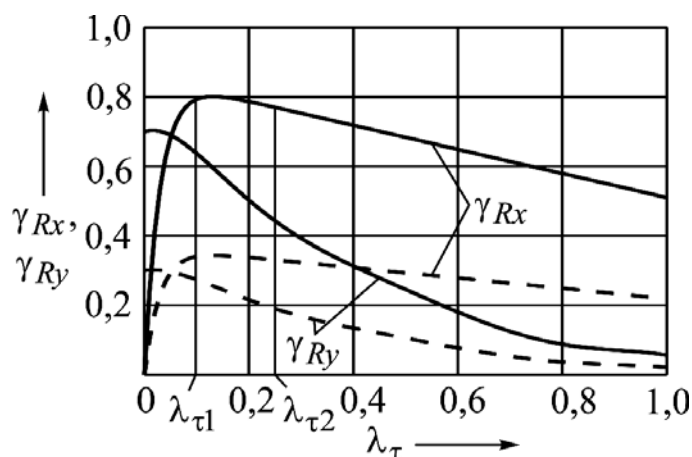


Рис. 2. Графики удельных продольных  $\gamma_{Rx}$  и поперечных  $\gamma_{Ry}$  реакций дороги в зависимости от коэффициента скольжения колеса  $\lambda_\tau$  при торможении

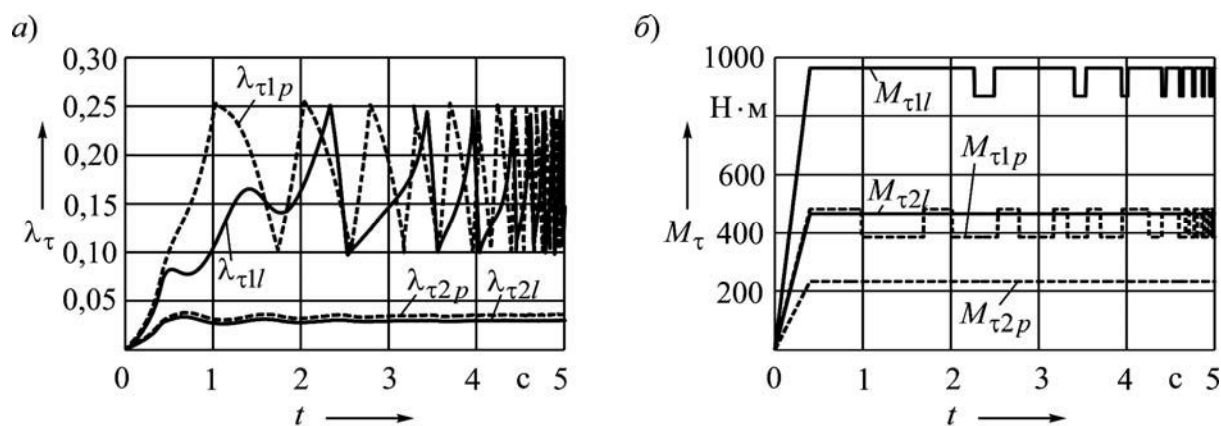


Рис. 3. Графики коэффициента скольжения колес  $\lambda_\tau$  (а) и тормозных моментов  $M_\tau$  (б) при экстренном торможении автомобиля в условиях «микст»

Из этих графиков видно, что АБС регулярно вступает в действие, снижая или повышая значения тормозных мо-

ментов передних колес  $M_{\tau 1l}$  и  $M_{\tau 1p}$ . Снижение осуществляется, как только

коэффициент скольжения  $\lambda_{\tau 1l}$  или  $\lambda_{\tau 1p}$  начинает превышать величину  $\lambda_{\tau \max} = 0,25$ . В результате скольжение снижается и предотвращается возможность блокировки этих колес. Когда величины коэффициентов скольжения  $\lambda_{\tau 1l}$  и  $\lambda_{\tau 1p}$  достигают предельно низкого уровня ( $\lambda_{\tau \min} = 0,1$ ), АБС восстанавливает расчетные значения моментов  $M_{\tau 1l}$  и  $M_{\tau 1p}$ . Таким образом, поддерживается эффективный диапазон скольжения колес, при котором достигаются максимально возможные средние значения коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью (согласно графикам  $\gamma_{R_x}$  на рис. 2). Частота формирования сигналов управления АБС возрастает по мере снижения скорости автомобиля и может достигать значений 30...40 Гц. Наибольшая частота характерна для тормозных механизмов колес, находящихся на опорной поверхности с низким коэффициентом

сцепления (см. рис. 3, б).

Тормозные моменты задних тормозов  $M_{\tau 2l}$  и  $M_{\tau 2p}$ , как видно из уравнений (10)–(14), существенно ниже тормозных моментов передних колес (см. рис. 3, б), т. к. при торможении под воздействием силы инерции происходит перераспределение нормальных реакций на колеса  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  (передние колеса нагружаются, а задние разгружаются). Скольжение задних колес в исследуемом примере оказалось значительно меньше настраиваемых пределов АБС (см. рис. 3, а), поэтому необходимость управления тормозными моментами  $M_{\tau 2l}$  и  $M_{\tau 2p}$  не возникла.

Изменение нормальных реакций во время торможения носит колебательный характер, что обусловлено упругими элементами подвески кузова (рис. 4, а). Кузов автомобиля совершает продольные угловые колебания, как видно из рис. 4, б.

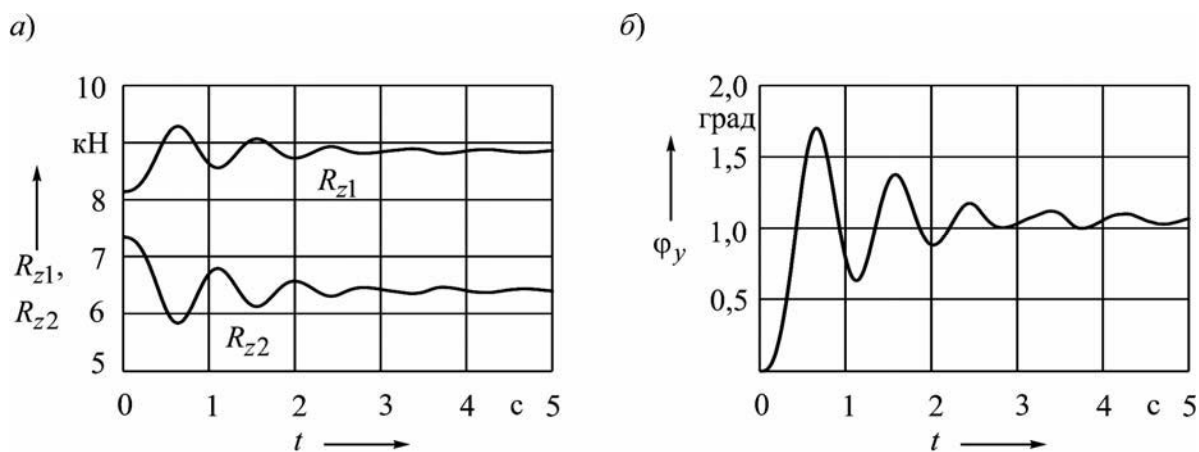


Рис. 4. Изменения нормальных реакций дороги на передние и задние колеса автомобиля (а) и продольные колебания кузова (б)

На рис. 5, а представлены графики изменения угловых скоростей вращения передних  $\omega_{k1l}$ ,  $\omega_{k1p}$  и задних  $\omega_{k2l}$ ,  $\omega_{k2p}$  колес, а на рис. 5, б – их угловых замедлений  $\varepsilon_{k1l}$ ,  $\varepsilon_{k1p}$ ,  $\varepsilon_{k2l}$ ,  $\varepsilon_{k2p}$

в процессе торможения. Вследствие дискретных сигналов управления тормозными моментами передних колес посредством АБС их угловые скорости и замедления колеблются в довольно широких пределах, особенно замедления.

Однако движение автомобиля плавное, равномерно замедленное. На рис. 6 приведены графики изменения скорости  $v_a$  и перемещения  $s_a$  во время торможения.

При экстренном торможении в условиях «микст» непременно возникает занос автомобиля. Рассмотрим причины возникновения заноса и возможности его минимизации с целью предотвращения аварийных условий движения.

Занос в данном случае возникает из-за значительной разности реализуемых тормозных моментов левыми и правыми колесами, что обусловлено существенным различием коэффициентов сцепления их с дорогой. В результа-

те автомобиль начинает поворачиваться относительно вертикальной оси  $z$  и смещаться в боковом направлении противоположно оси  $y$ .

Известно [2, 3], что для устранения возникшего заноса или снижения его величины необходимо поворачивать передние управляемые колеса в сторону начавшегося заноса.

На рис. 7 показаны характеристики изменения угловой скорости вращения  $\omega_z$  и угла поворота корпуса автомобиля  $\varphi_z$  относительно вертикальной оси  $z$  при заносе, а также график управления углом поворота колес  $\theta = f(t)$ .

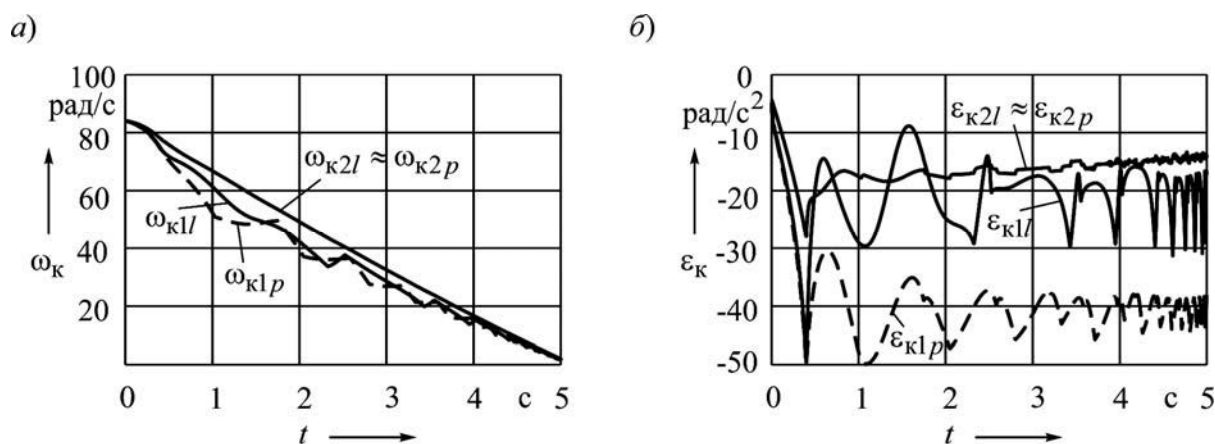


Рис. 5. Графики угловых скоростей вращения (а) и замедлений (б) передних и задних колес при экстренном торможении автомобиля в условиях «микст»

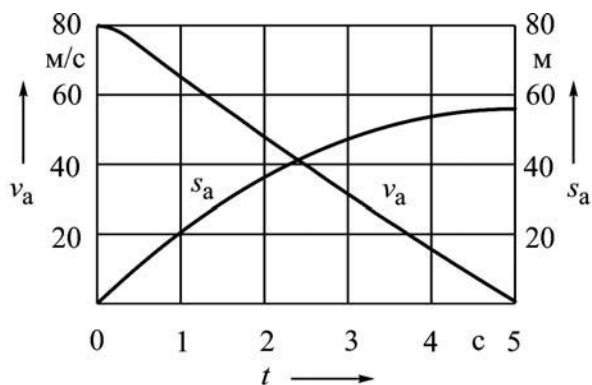


Рис. 6. Изменения скорости  $v_a$  и перемещения  $s_a$  автомобиля при экстренном торможении в условиях «микст»



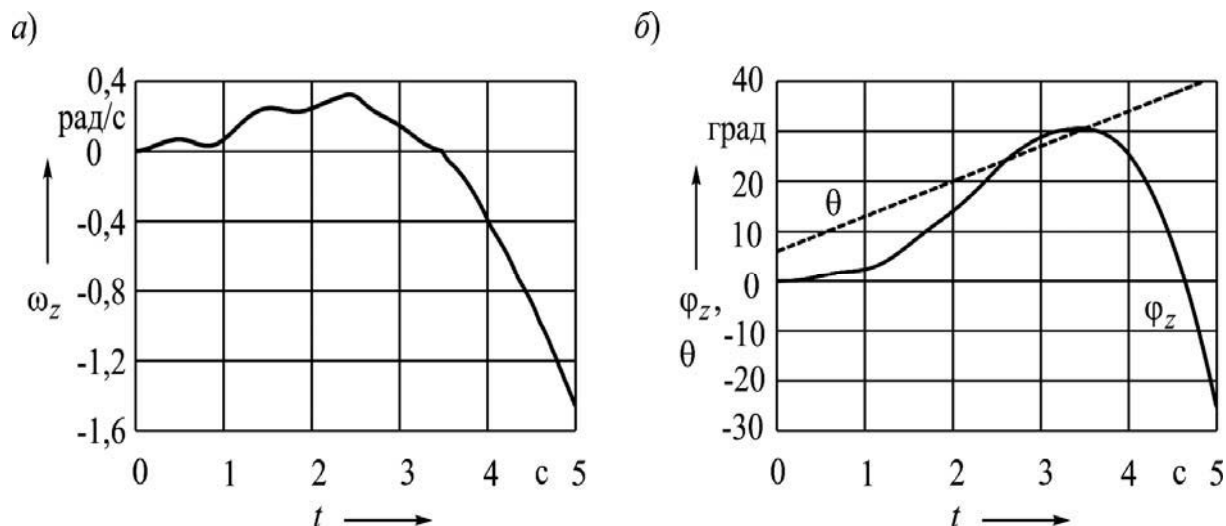


Рис. 7. Графики угловой скорости поворота корпуса автомобиля  $\omega_z$  (а), углов поворота управляемых колес  $\theta$  и корпуса автомобиля  $\varphi_z$  (б)

Использована линейная функция управления  $\theta = f(t)$

$$\theta = \theta_0 + at, \quad (15)$$

где  $\theta_0$  – начальное значение угла поворота передних управляемых колес;  $a$  – постоянный коэффициент.

Приведенные графики на рис. 7 получены при  $\theta_0 = 6$  град,  $a = 7$  град/с.

В опорной плоскости колес на корпус автомобиля оказывают воздействия продольные реакции дороги на передние  $R_{x1l}$ ,  $R_{x1p}$  и задние  $R_{x2l}$ ,  $R_{x2p}$  колеса, а также соответствующие им поперечные реакции  $R_{y1l}$ ,  $R_{y1p}$ ,  $R_{y2l}$ ,  $R_{y2p}$  (см. рис. 1, д). Так как движение автомобиля неравномерное, возникают силы инерции  $F_{jx}$ ,  $F_{jy}$  и инерционный момент  $M_{jz}$ .

Значения продольных и поперечных реакций непрерывно изменяются вследствие упругих свойств шин и изменения коэффициентов сцепления в зависимости от величины их скольжения. На рис. 8, а приведены графики

продольных реакций  $R_{x1l}$ ,  $R_{x1p}$ ,  $R_{x2l}$ ,  $R_{x2p}$ , а на рис. 8, б – графики удельных продольных реакций  $\gamma_{Rx1l}$ ,  $\gamma_{Rx1p}$ ,  $\gamma_{Rx2l}$ ,  $\gamma_{Rx2p}$ .

На начальном этапе процесса торможения при нарастании тормозных моментов на интервале времени  $t_H$  происходит упругое скольжение колес, обусловленное их упругими свойствами, и одновременно возрастает внешнее скольжение относительно опорной поверхности. В результате продольные реакции постепенно возрастают и приближаются к своим максимальным значениям. Дальнейшее их изменение незначительно и обусловлено в основном величиной скольжения колес, поддерживаемой АБС в заданных узких пределах.

Значения поперечных реакций  $R_{y1l}$ ,  $R_{y1p}$ ,  $R_{y2l}$ ,  $R_{y2p}$  также непрерывно изменяются. На рис. 9, а представлены графики этих реакций, а на рис. 9, б – графики удельных поперечных реакций  $\gamma_{Ry1l}$ ,  $\gamma_{Ry1p}$ ,  $\gamma_{Ry2l}$ ,  $\gamma_{Ry2p}$ .

Очевидно, что характер изменения поперечных и продольных реакций существенно различен. Во-первых,

направления векторов поперечных реакций зависят от направления вращения корпуса автомобиля в плоскости дороги, т. е. от направления угловой

скорости  $\omega_z$ . Это легко проследить из сопоставления графиков на рис. 9, а и рис. 7, а.

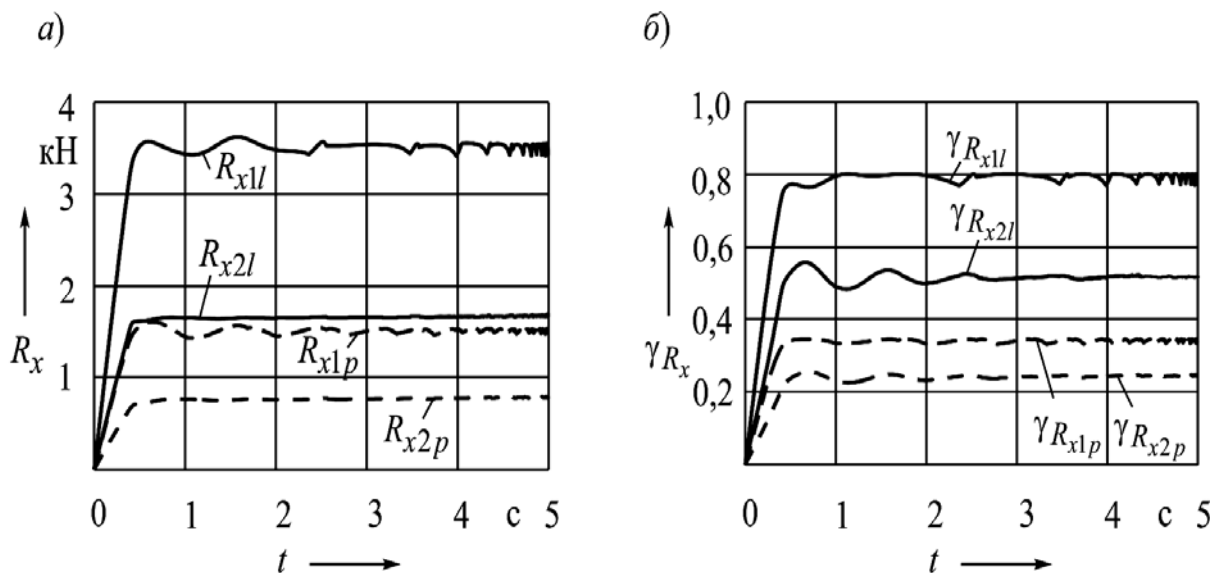


Рис. 8. Графики изменения продольных (а) и удельных продольных (б) реакций дороги на передние и задние колеса в условиях «микст»

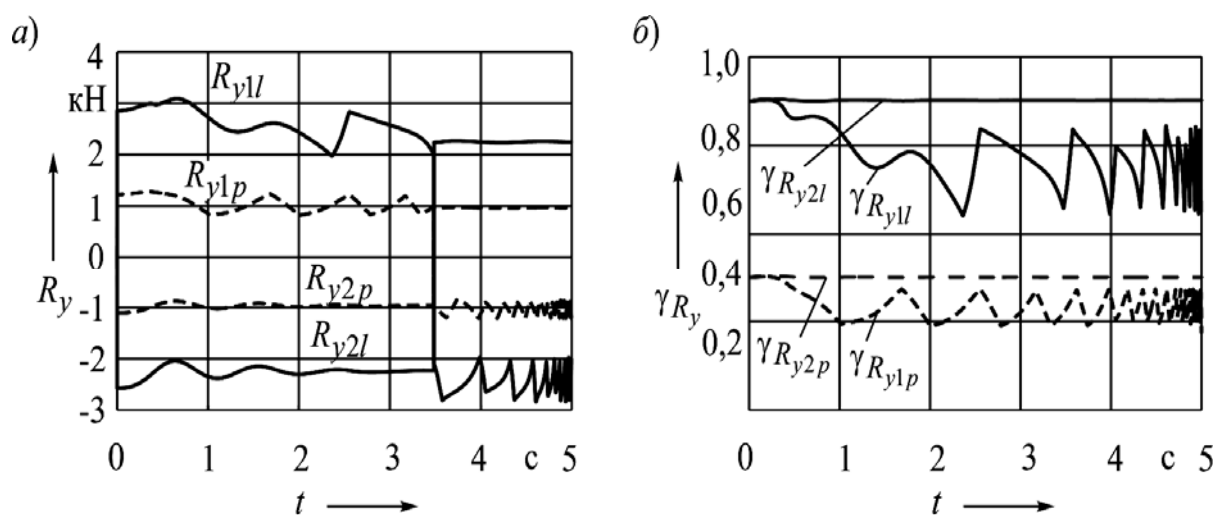


Рис. 9. Графики изменения поперечных (а) и удельных поперечных (б) реакций дороги на передние и задние колеса в условиях «микст»

На начальном этапе торможения в интервале времени  $\Delta t_1 = 0 \dots 3,75$  с угловая скорость  $\omega_z > 0$ , поэтому значения

поперечных реакций на передних колесах  $R_{y1l}$  и  $R_{y1p}$  положительны, а на задних  $R_{y2l}$  и  $R_{y2p}$  – отрицательны

(см. рис. 9, а). Их направления в этом случае соответствуют рис. 1, д. Затем вследствие продолжающегося увеличения угла поворота управляемых колес  $\theta$  угловая скорость начинает снижаться и становится отрицательной ( $\omega_z < 0$ ), векторы поперечных реакций изменяют направления на противоположные и величина заноса уменьшается. При этом угол поворота корпуса автомобиля  $\varphi_z$  постепенно снижается, а затем возникает поворот его в противоположную сторону (см. рис. 7, б). Одновременно с вращением корпус постепенно смещается в боковом направлении противоположно оси  $y$ .

Направления векторов поперечных реакций  $R_{y1l}$ ,  $R_{y1p}$ ,  $R_{y2l}$ ,  $R_{y2p}$  соответствуют начальному этапу торможения, когда происходит процесс развития заноса автомобиля. Направления этих векторов привязаны к направлению поперечной оси корпуса  $y$  (см. рис. 1, д).

Характерной особенностью протекания графиков поперечных реакций является значительная величина их колебаний. Это обусловлено особенностью характеристики  $\gamma_{Ry}$ , которая с увеличением скольжения колеса быстро снижается (см. рис. 2). Максимальная величина соответствует отсутствию скольжения, а с увеличением коэффициента скольжения  $\lambda_\tau$  значение  $\gamma_{Ry}$  резко падает. При блокировке колеса, когда  $\lambda_\tau = 1$ , величина  $\gamma_{Ry}$  приближается к нулю.

Как отмечалось ранее, при моделировании процесса торможения характеристика АБС была настроена на поддержание скольжения колес в пределах  $\lambda_\tau = 0,1 \dots 0,25$ . При этом изменение  $\gamma_{Rx}$  находится в диапазоне  $\Delta\gamma_{Rx} \approx 0,77 \dots 0,80$ , в то время как интервал колебания  $\gamma_{Ry}$  составляет  $\gamma_{Ry} \approx 0,44 \dots 0,64$ , т. е. примерно в 1,45 раза больше (см. рис. 2). Поэтому для графиков поперечных реакций  $R_{y1l}$ ,  $R_{y1p}$ ,  $R_{y2l}$ ,  $R_{y2p}$  характерны большие колебания, чем и объясняется значительное снижение поперечной устойчивости автомобиля при увеличении скольжения колес. Особенно хорошо это иллюстрируется графиками удельных поперечных реакций  $\gamma_{Ry1l}$ ,  $\gamma_{Ry1p}$ ,  $\gamma_{Ry2l}$ ,  $\gamma_{Ry2p}$  (см. рис. 9, б).

Предложенная методика моделирования экстренного торможения автомобиля в условиях «микст» позволяет в процессе проектирования тормозной системы осуществлять анализ эффективности принимаемых конструктивных решений по параметрам тормозных механизмов, по выбору схемы установки элементов АБС на автомобиле (датчиков, модуляторов) и их связей с тормозными механизмами колес [3, с. 198], алгоритма и параметров программы функционирования электронного блока управления АБС, а также выполнять исследования устойчивости и управляемости автомобиля при торможении в различных дорожных условиях.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Методика моделирования экстренного торможения автомобиля / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 4. – С. 76–87.
2. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.

3. **Ларин, В. В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В. В. Ларин. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.

4. **Kiencke, U.** Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle / U. Kiencke, L. Nielsen. – Berlin: Springer, 2005. – 512 p.

5. Автомобильный справочник: пер. с англ. – 1-е изд. – Москва: За рулем, 2002. – 896 с.

*Статья сдана в редакцию 23 декабря 2021 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.