

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_76

УДК 629.3

В. П. Тарасик

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

V. P. Tarasik

TECHNIQUE FOR VEHICLE EMERGENCY BRAKING SIMULATION

Аннотация

Предложена методика моделирования экстренного торможения автомобиля. Разработаны математические модели процесса движения автомобиля при торможении и режимов функционирования элементов тормозной системы. Приведены графики результатов моделирования. Отражена эффективность использования антиблокировочной системы (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 / В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 76–87.

Abstract

A technique for modeling vehicles' emergency braking is proposed. Mathematical models of the process of vehicle movement during braking have been developed, as well as modes of functioning of the brake system elements. The graphs of the simulation results are presented. The effectiveness of the anti-lock braking system (ABS) application is shown.

Keywords:

vehicle braking system, braking torques of front and rear wheels, brake torque distribution coefficient, braking distance and deceleration during braking, adhesion coefficient, wheel slip, wheel locking by braking, torque control in antilock braking systems.

For citation:

Tarasik, V. P. Technique for vehicle emergency braking simulation / V. P. Tarasik // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 76–87.

Способность интенсивного снижения скорости в случае аварийной ситуации с целью предотвращения дорожно-транспортного происшествия (ДТП) – одно из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля.

Экстренное торможение автомобиля осуществляется посредством рабочей тормозной системы. В качестве по-

казателей оценки тормозных свойств автомобиля используют тормозной путь s_{τ} , м, и замедление при торможении a_{τ} , м/с². Нормативы значений этих показателей регламентированы ГОСТ 22895–77. Их определение предусмотрено посредством проведения трех типов дорожных испытаний:

«ноль», I и II [1, 2].

При создании нового автомобиля необходимо иметь возможность прогнозирования показателей его тормозных свойств. Это осуществимо на основе соответствующей методики. Цель исследования – разработка методики математического моделирования режима экстренного торможения автомобиля.

Модель автомобиля представим в виде сложной многомерной динамической системы, состоящей из взаимодействующих компонентов и находящейся под воздействием внешней среды. Предположим, что движение автомобиля происходит в продольной плоскости по горизонтальной абсолютно ровной и гладкой поверхности дороги. В этих условиях система имеет четыре степени свободы. Соответственно этому выделим следующие компоненты системы: поступательно движущуюся полную массу автомобиля m_a ; подрессоренную массу кузова m_{Π} , совершающую угловые колебания в продольной плоскости благодаря упругим свойствам подвески; передние и задние колеса в их вращательном движении относительно поперечных осей, закрепленных на корпусе автомобиля. Каждый из этих компонентов имеет одну степень свободы (соответствует методу сосредоточенных масс).

Основой построения математической модели многокомпонентной динамической системы является третий закон Ньютона, позволяющий учесть взаимодействия компонентов системы. При этом действие и противодействие каждой пары компонентов не компенсируют друг друга в составе системы. В результате каждый компонент системы находится одновременно под воздействием внешней среды и реакций взаимодействующих с ним других компонентов [4].

Динамическую модель автомобиля представим в виде четырех фрагментов, отображенных на рис. 1, а–г.

На поступательно движущуюся массу автомобиля (см. рис. 1, а) оказывают воздействия усилия \vec{F}_{f1} , \vec{F}_{f2} , $\vec{F}_{\tau1}$, $\vec{F}_{\tau2}$, сила сопротивления воздуха \vec{F}_w и сила инерции \vec{F}_{ja} . Усилия \vec{F}_{f1} , \vec{F}_{f2} обусловлены сопротивлением качению колес, а усилия $\vec{F}_{\tau1}$, $\vec{F}_{\tau2}$ – воздействием тормозных механизмов. Сопротивление качению формируется во взаимодействии колес с опорной поверхностью дороги и характеризуется величинами моментов сопротивления качению M_{f1} , M_{f2} , воздействующих на колеса (см. рис. 1, в и г). Для отображения их влияния на движение корпуса автомобиля представим каждый из этих моментов в виде пары сил: момент M_{f1} образует пара сил \vec{F}_{f1} , $\vec{F}_{оп1}$, а момент M_{f2} – пара сил \vec{F}_{f2} , $\vec{F}_{оп2}$. Плечом каждой из этих пар является радиус качения колеса $r_{к0}$. Усилия \vec{F}_{f1} и \vec{F}_{f2} приложены соответственно к осям передних и задних колес (см. рис. 1, а), а $\vec{F}_{оп1}$ и $\vec{F}_{оп2}$ представляют собой усилия отталкивания колес от дороги на площадках контакта их с поверхностью дороги. На рис. 1, а усилия $\vec{F}_{оп1}$ и $\vec{F}_{оп2}$ не отображены, т. к. они приложены к неподвижным точкам контакта колес с дорогой, следовательно, работы на конечном перемещении автомобиля они не выполняют и непосредственного влияния на процесс движения автомобиля не оказывают. Аналогично отображается влияние тормозных моментов $M_{\tau1}$, $M_{\tau2}$ передних и задних тормозов на поступательное движение автомобиля в виде усилий $\vec{F}_{\tau1}$ и $\vec{F}_{\tau2}$ (см. рис. 1, а), которые принято называть тормозными силами [1–3].

Угловые колебания кузова (рис. 1, б) совершаются под воздействием реак-

тивных тормозных моментов $\vec{M}_{\tau 1}$, $\vec{M}_{\tau 2}$ и моментов суммарных усилий упругих и диссипативных элементов подвески передних и задних колес $\Delta\vec{F}_{z1}$ и $\Delta\vec{F}_{z2}$

относительно центра масс кузова C . Действует также инерционный момент кузова \vec{M}_{jy} .

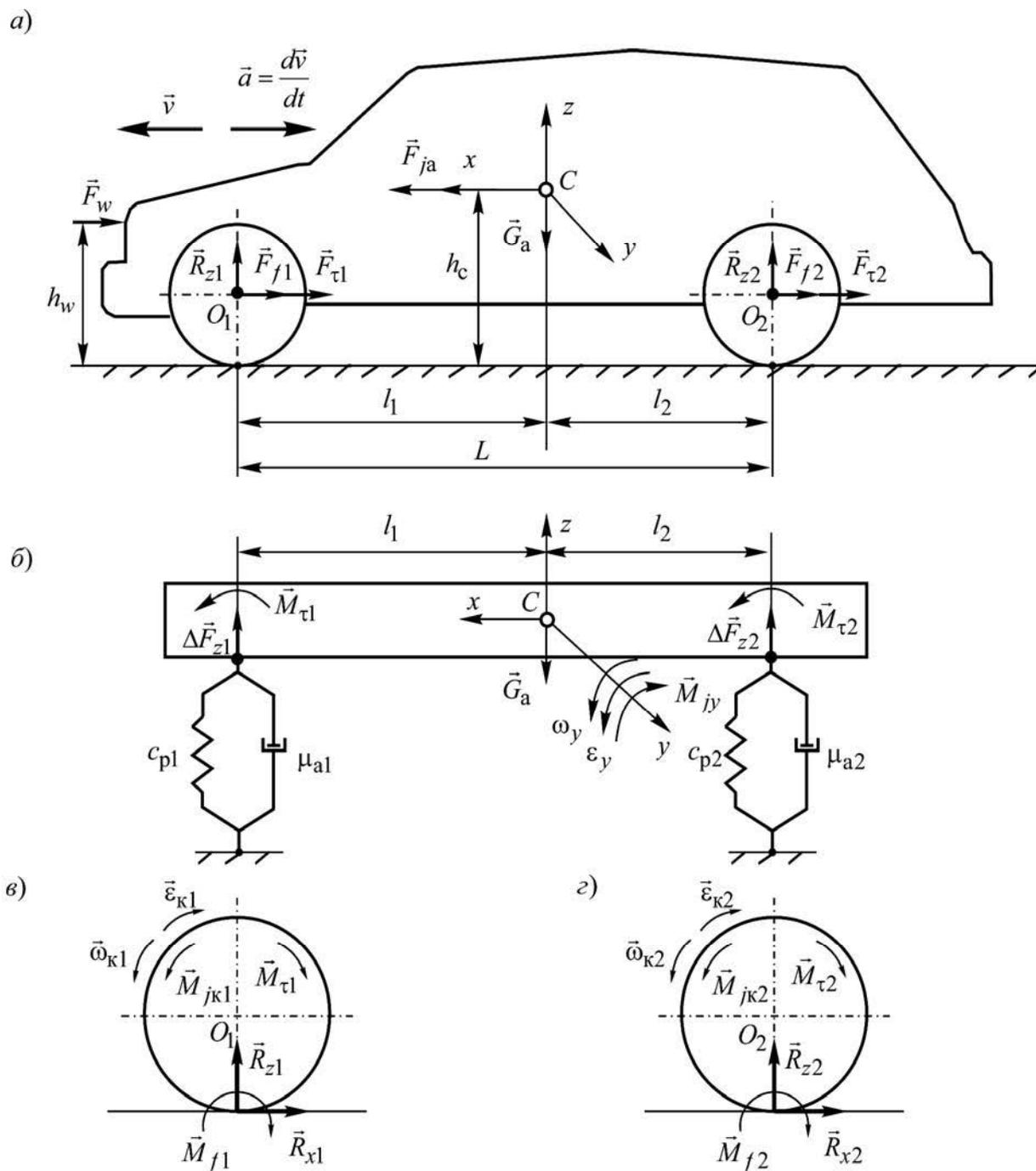


Рис. 1. Динамические модели автомобиля: а – поступательного движения корпуса; б – продольных угловых колебаний кузова; в, г – вращательных движений передних и задних колес

Вращательные движения колес (рис. 1, в, з) определяются моментами \vec{M}_{f1} , \vec{M}_{f2} , $\vec{M}_{\tau1}$, $\vec{M}_{\tau2}$, инерционными моментами колес \vec{M}_{jk1} , \vec{M}_{jk2} и продольными реакциями дороги \vec{R}_{x1} и \vec{R}_{x2} . Эти реакции представляют собой силы трения, обусловленные упругим и

внешним скольжением шин относительно опорной поверхности дороги.

С учетом изложенных особенностей динамических моделей составим систему дифференциальных уравнений движения автомобиля на тормозном режиме:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= -\frac{(M_{\tau1} + M_{\tau2} + M_{f1} + M_{f2})/r_{k0} + F_w}{\delta_{п.м}m_a}; \\ \frac{d\omega_y}{dt} &= \frac{-(\Delta F_{z1}l_1 + \Delta F_{z2}l_2) + M_{\tau1} + M_{\tau2}}{J_y}; \\ \frac{d\omega_{k1}}{dt} &= \frac{R_{x1}r_{k0} - M_{\tau1} - M_{f1}}{J_{k1}}; \\ \frac{d\omega_{k2}}{dt} &= \frac{R_{x2}r_{k0} - M_{\tau2} - M_{f2}}{J_{k2}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где v – скорость автомобиля, м/с; ω_y – угловая скорость поворота кузова, рад/с; ω_{k1} , ω_{k2} – угловые скорости вращения соответственно передних и задних колес, рад/с; r_{k0} – радиус качения колеса, м; m_a – масса автомобиля, кг; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы [2]; l_1 , l_2 – продольные координаты осей вращения колес относительно центра масс C кузова, м; J_y – момент инерции кузова относительно оси y , кг·м²; J_{k1} , J_{k2} – моменты инерции соответственно передних и задних колес относительно осей вращения, кг·м².

Сила сопротивления воздуха

$$F_w = k_w A_{л} v^2, \quad (2)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_{л}$ – лобовая площадь автомобиля, м²; v – скорость автомобиля, м/с.

Момент инерции J_y определим исходя из предположения, что радиус инер-

ции кузова ρ_y соответствует условию

$$\rho_y^2 = l_1 l_2. \quad (3)$$

Условие (3) выполняется для большинства современных автомобилей с погрешностью, не превышающей 10 % [3]. Тогда момент инерции J_y определим по формуле

$$J_y = \rho_y^2 m_{п}, \quad (4)$$

где $m_{п}$ – масса кузова (подрессоренная масса), кг.

Моменты сопротивления качению колес

$$M_{f1} = f_0 R_{z1} r_{k0}; \quad (5)$$

$$M_{f2} = f_0 R_{z2} r_{k0}, \quad (6)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению колес; R_{z1} , R_{z2} – нормальные реакции дороги соответственно на пе-

редние и задние колеса, Н.

Изменения суммарных усилий упругих и диссипативных элементов подвески передних и задних колес $\Delta \vec{F}_{z1}$ и $\Delta \vec{F}_{z2}$ при угловых колебаниях кузова относительно его исходного статического состояния при неподвижном автомобиле вычисляются по следующим формулам:

$$\Delta F_{z1} = c_{p1} \varphi_y l_1 + \mu_{p1} \omega_y l_1; \quad (7)$$

$$\Delta F_{z2} = c_{p2} \varphi_y l_2 + \mu_{p2} \omega_y l_2, \quad (8)$$

где c_{p1} , c_{p2} – коэффициенты жесткости рессор соответственно переднего и заднего мостов автомобиля, Н/м; μ_{p1} , μ_{p2} – коэффициенты сопротивления амортизаторов, Н·с/м; ω_y , φ_y – угловая скорость и угол поворота кузова относительно оси y (рад/с и рад соответственно).

Нормальные реакции дороги

$$R_{z1} = (m_{п1} + m_{н1})g + \Delta F_{z1}; \quad (9)$$

$$R_{z2} = (m_{п2} + m_{н2})g + \Delta F_{z2}, \quad (10)$$

где $m_{п1}$, $m_{п2}$, $m_{н1}$, $m_{н2}$ – части поддрессоренной и неподдрессоренной масс, нагружающих соответственно передние и задние колеса, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

На режиме экстренного торможения происходит упругое и внешнее скольжение тормозящих колес относительно опорной поверхности дороги. Коэффициент сцепления колес с дорогой при этом изменяется в широких пределах и зависит от величины их скольжения. Это явление изучают экспериментально. При этом получают графики зависимостей удельной продольной реакции дороги на колесо γ_{Rx} в зависимости от величины скольжения λ_{τ} . Скольжение i -го колеса $\lambda_{\tau i}$

определяется по формуле

$$\lambda_{\tau i} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0i}}{v}, \quad (11)$$

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

Удельная продольная реакция дороги на колесо представляет собой соотношение

$$\gamma_{Rx} = \frac{R_x}{R_z}, \quad (12)$$

где R_x – продольная реакция скользящего колеса при торможении, Н; R_z – нормальная реакция, Н.

Известны зависимости $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$, полученные В. В. Лариным [1] и М. Буркхардтом (M. Burckhardt) [5] на основе экспериментальных исследований процессов скольжения колес в различных дорожных условиях. На рис. 2 приведены графики характеристик $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$ Буркхардта на сухом 1 и мокром 2 асфальте. Их математическое представление дается эмпирической формулой [5]

$$\gamma_{Rx} = c_1(1 - e^{-c_2 \lambda_{\tau}}) - c_3 \lambda_{\tau}, \quad (13)$$

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 – $c_1 = 0,857$; $c_2 = 33,822$; $c_3 = 0,347$.

Использование выражения (13) позволяет вычислять изменение продольной реакции дороги на скользящие колеса:

$$R_x = \gamma_{Rx} R_z. \quad (14)$$

Опишем характеристики изменения тормозных моментов $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$. При резком нажатии на педаль тормоза в

процессе экстренного торможения моменты $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$ в течение некоторого

времени t_H нарастают от нуля до максимальных значений $M_{\tau 1 \max}$ и $M_{\tau 2 \max}$.

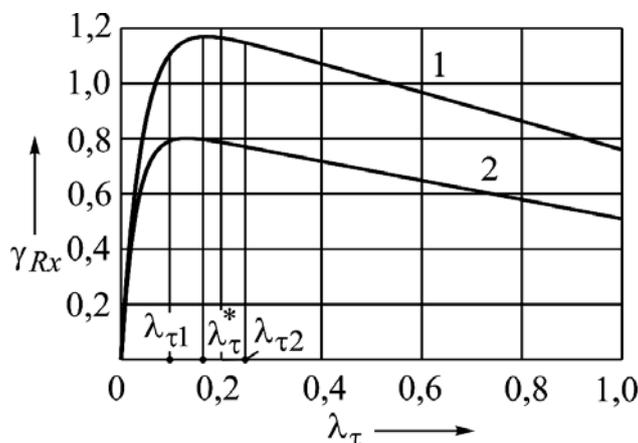


Рис. 2. Зависимость удельной продольной реакции дороги на колесо γ_{Rx} от величины его скольжения λ_{τ}

Время нарастания тормозных моментов t_H не должно превышать 0,4 с. Предполагается линейная зависимость их значений от времени. Примем следующее выражение для описания характеристики нарастания момента передних тормозов во времени t :

$$M_{\tau 1} = \begin{cases} M_{\tau 1 \max} t / t_H & \text{при } t < t_H; \\ M_{\tau 1 \max} & \text{при } t \geq t_H. \end{cases} \quad (15)$$

Тормозной момент задних тормозов

$$M_{\tau 2} = M_{\tau 1} (1 - \beta_{\tau}) / \beta_{\tau}, \quad (16)$$

где β_{τ} – коэффициент распределения тормозных моментов,

$$\beta_{\tau} = \frac{M_{\tau 1 \max}}{M_{\tau 1 \max} + M_{\tau 2 \max}}. \quad (17)$$

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

$$M_{\tau 1 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_2 + h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L; \quad (18)$$

$$M_{\tau 2 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_1 - h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L, \quad (19)$$

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.

После достижения передними тормозами максимального значения момента $M_{\tau 1 \max}$ передние колеса, как правило, блокируются и начинают перемещаться юзом, что приводит к потере управляемости движения автомобиля и к заносу переднего моста. На скользкой дороге может наступить блокировка всех колес автомобиля. Для исключения блокирования колес используется антиблокировочная система тормозов (АБС).

Рассмотрим алгоритм управления тормозными моментами посредством АБС. Введем индикатор состояния АБС I_{abs} : если АБС не включена (не осуществляет на данном интервале времени

ограничений тормозных моментов), примем $I_{abs} = 0$, а если управляет величинами моментов, то $I_{abs} = 1$. АБС реагирует на величину скольжения колес λ_τ , значение которой постоянно вычисляется электронным блоком АБС на основе формулы (11). Для эффективного управления торможением значение λ_τ должно поддерживаться в пределах $\lambda_{\tau 1} < \lambda_\tau < \lambda_{\tau 2}$ (см. рис. 2). При $\lambda_\tau \geq \lambda_{\tau 2}$ модулятор АБС понижает давление привода тормозных механизмов и их тормозные моменты соответственно снижаются. Если скольжение $\lambda_\tau \leq \lambda_{\tau 1}$, давление повышается и восстанавливаются высокие расчетные значения тормозных моментов. При λ_τ^* обеспечиваются наилучшие условия сцепления колеса с опорной поверхностью и достигается максимальный коэффициент сцепления.

Применение предлагаемой методики рассмотрим на примере моделирования экстренного торможения легкового автомобиля со следующим комплексом параметров: полная масса $m_a = 1578$ кг; подрессоренная масса кузова $m_{\Pi} = 1500$ кг; неподрессоренные массы переднего и заднего мостов соответственно $m_{H1} = 30$ и $m_{H2} = 48$ кг; коэффициент приведенной массы

$\delta_{п.м} = 1,05$; координаты центра масс автомобиля $l_1 = 1,16$; $l_2 = 1,33$; $h_c = 0,5$ м; колесная база $L = 2,49$ м; радиус качения колес $r_{к0} = 0,264$ м; время нарастания тормозных моментов $t_H = 0,4$ с; коэффициенты жесткости рессор соответственно переднего и заднего мостов $c_{p1} = 33000$, $c_{p2} = 38000$ Н/м; коэффициенты сопротивлений амортизаторов $\mu_{p1} = 780$, $\mu_{p2} = 940$ Н·с/м; коэффициент сопротивления качению колес $f_0 = 0,01$; коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0,25$ Н·с²/м⁴; лобовая площадь автомобиля $A_{л} = 1,908$ м²; начальная скорость автомобиля $v_0 = 80$ км/ч. Примем максимальный коэффициент сцепления на сухом асфальте $\varphi_{x \max} = 0,96$, на мокром $\varphi_{x \max} = 0,7$.

Приведем графики полученных результатов моделирования.

На рис. 3 показаны графики изменения скорости v и перемещения s при экстренном торможении на сухом (1) и мокром (2) асфальте. Тормозной путь s_τ в первом случае составил 31,34 м, во втором – 41,30 м, а максимальные замедления соответственно 9,17 и 6,74 м/с².

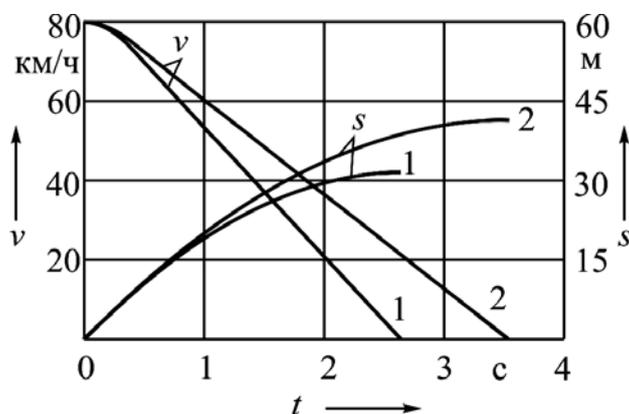


Рис. 3. Изменения скорости v и перемещения s автомобиля при экстренном торможении

В связи с наличием упругих элементов подвески включение тормозных механизмов вызывает возникновение продольных угловых колебаний кузова. Изменения углов поворота кузова φ_y изображены на рис. 4. В результате происходят соответствующие колебания нормальных реакций дороги на перед-

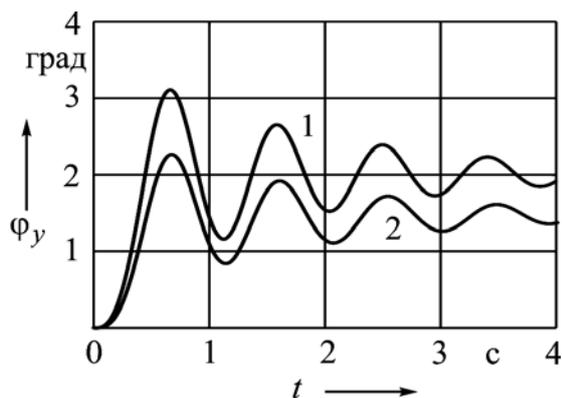


Рис. 4. Изменение угла поворота кузова при продольных его колебаниях

Для исключения возможности блокирования колес при моделировании процесса торможения осуществлялось управление тормозными моментами посредством имитации работы АБС, что позволяло поддерживать величину скольжения колес в пределах

ние R_{z1} и задние R_{z2} колеса (рис. 5). Графики, относящиеся к передним колесам, на рис. 5 и на всех последующих рисунках изображены сплошными линиями, а относящиеся к задним колесам – штриховыми; полученные для сухого асфальта отмечены цифрой «1», для мокрого асфальта – цифрой «2».

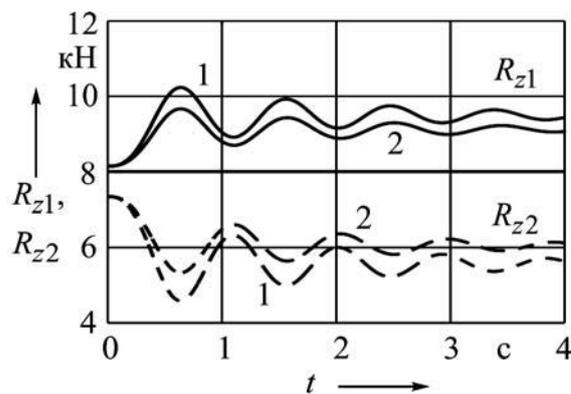


Рис. 5. Изменения нормальных реакций дороги на передние и задние колеса автомобиля

$\lambda_{\tau1} < \lambda_{\tau} < \lambda_{\tau2}$ (см. рис. 2). Графики изменения скольжения колес автомобиля на сухом асфальте представлены на рис. 6, а, на мокром асфальте – на рис. 6, б.

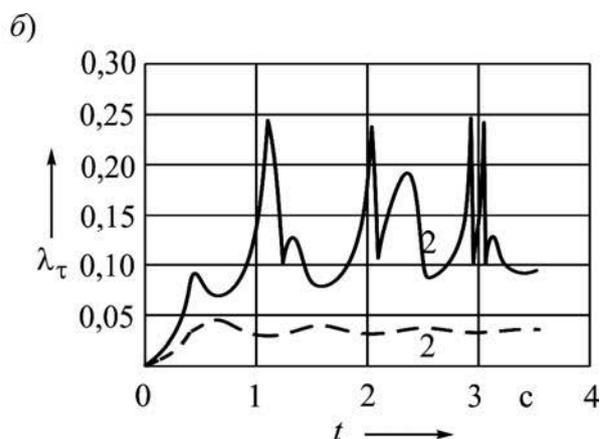
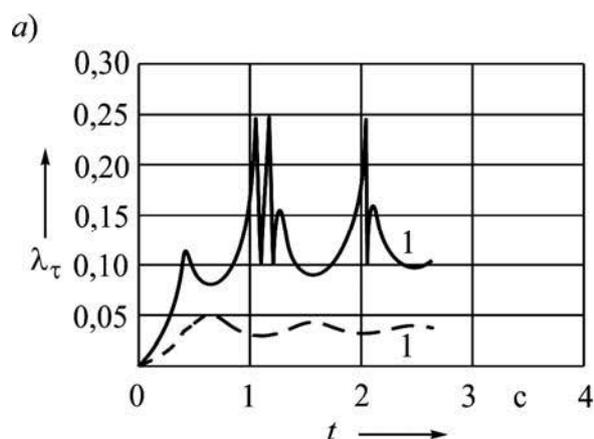


Рис. 6. Изменения скольжения колес автомобиля λ_{τ} при экстренном торможении: а – на сухом асфальте; б – на мокром асфальте

Скольжение задних колес не превышало величины $\lambda_{\tau} = 0,1$ (т. е. 10 %), поэтому регулирования тормозных моментов этих колес не требовалось. Скольжение передних колес систематически с определенным временным интервалом устремлялось к превышению

предельного значения $\lambda_{\tau} = 0,25$, принятого в исследуемой модели. Поэтому для предотвращения блокировки передних колес включалась функция снижения тормозного момента $M_{\tau 1}$, как показано на рис. 7.

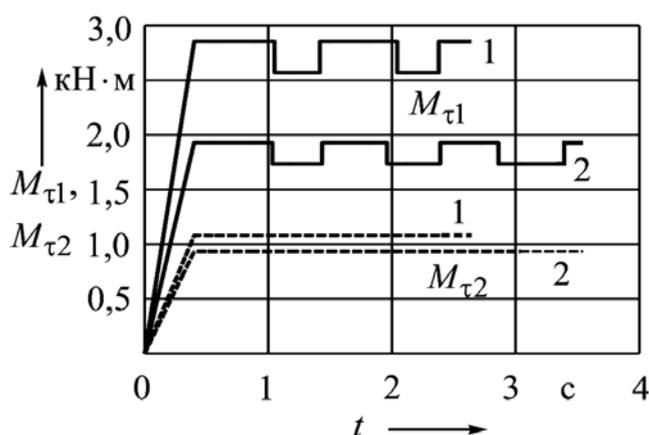


Рис. 7. Графики управления тормозными моментами передних $M_{\tau 1}$ и задних $M_{\tau 2}$ колес: 1 – на сухом асфальте; 2 – на мокром асфальте

На рис. 8, а и б представлены графики изменения угловых скоростей вращения $\omega_{к1}$ и $\omega_{к2}$ соответственно передних и задних колес при экстренном торможении. Поскольку передние колеса подвергаются воздействию переменных тормозных моментов $M_{\tau 1}$, изменение их угловой скорости $\omega_{к1}$ но-

сит сложный неравномерный характер, что в результате предотвращает возможность их блокировки. Снижение же скорости вращения задних колес (штриховые линии) происходит плавно, без необходимости управления их тормозными моментами.

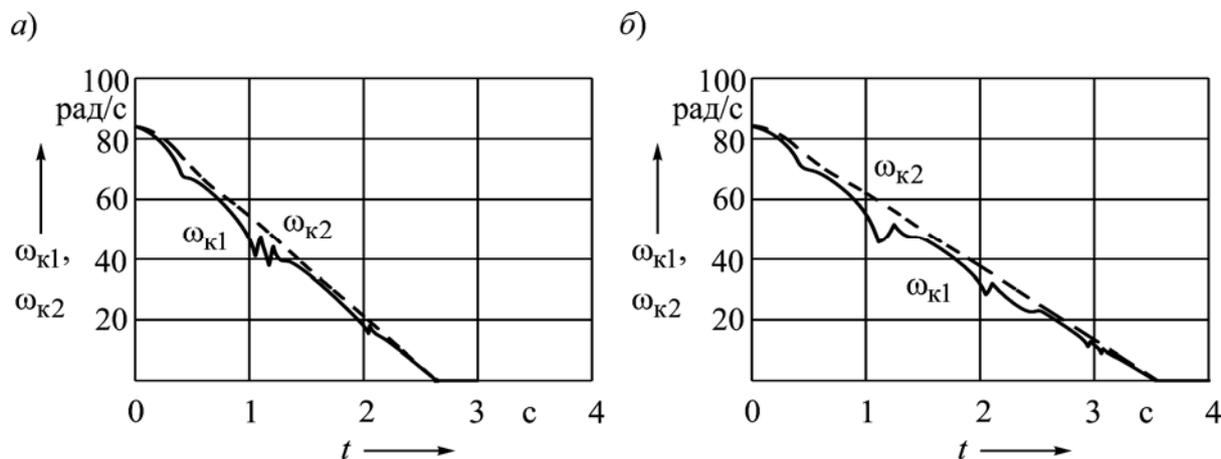


Рис. 8. Графики угловых скоростей вращения передних и задних колес при экстренном торможении автомобиля: а – на сухом асфальте; б – на мокром асфальте

На рис. 9, а изображены графики изменения продольных реакций дороги на передние R_{x1} и задние R_{x2} колеса, а на рис. 9, б – графики удельных продольных реакций γ_{Rx1} и γ_{Rx2} , вычисляемых по формуле (12). Максимальное значение $\gamma_{Rx\max}$ называют максимальным коэффициентом сцепления $\varphi_{x\max} = \gamma_{Rx\max}$ [1, 2]. Его значение достигается при определенной величине скольжения колеса λ_{τ}^* (см. рис. 2). Поэтому алгоритм функционирования АБС настраивают на поддержание скольжения в некоторых узких пределах $\lambda_{\tau 1} < \lambda_{\tau} < \lambda_{\tau 2}$. Как видно из пред-

ставленных графиков, значение γ_{Rx1} почти постоянно поддерживается на высоком уровне, близком к $\gamma_{Rx1\max}$. Следовательно, передние колеса в данном случае реализуют максимальный коэффициент сцепления $\varphi_{x\max}$. Вместе с тем максимальный коэффициент сцепления задних колес существенно ниже, чем передних, хотя все колеса автомобиля находятся в одинаковых дорожных условиях.

На рис. 10 представлены графики угловых замедлений колес при экстренном торможении автомобиля на мокром асфальте.

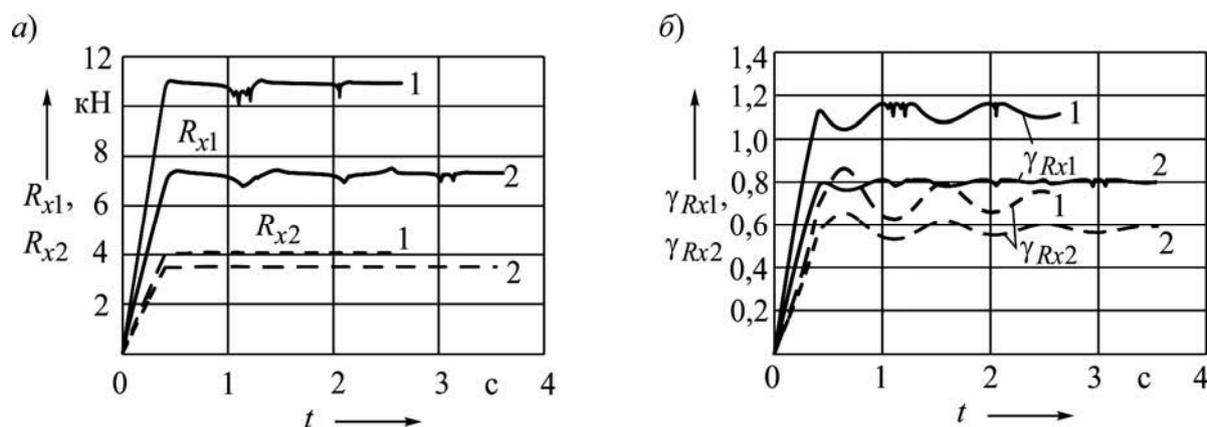


Рис. 9. Графики изменения продольных (а) и удельных продольных реакций дороги (б) на передние и задние колеса на сухом (1) и на мокром (2) асфальте

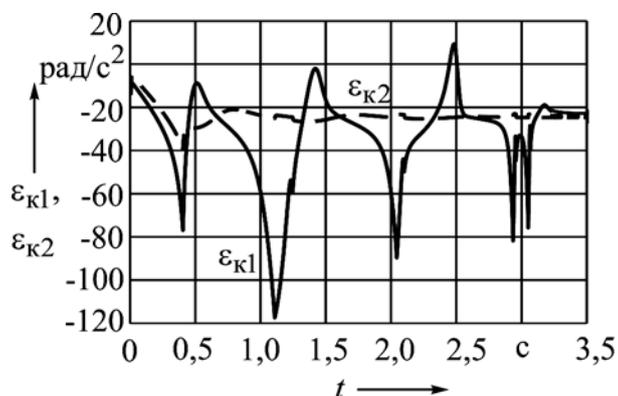


Рис. 10. Графики угловых замедлений колес

При управлении процессом торможения без использования АБС получаем совершенно иные результаты. На рис. 11, *а* представлены графики угловых скоростей вращения передних и задних колес $\omega_{к1}$ и $\omega_{к2}$, на рис. 11, *б* – графики удельных продольных реакций γ_{Rx1} и γ_{Rx2} , а на рис. 11, *в* – скольжения колес $\lambda_{\tau1}$ и $\lambda_{\tau2}$ при экстренном

торможении на сухом и мокром асфальте. Из этих графиков следует, что скорость вращения передних колес очень быстро падает и они блокируются тормозами. В результате автомобиль теряет управляемость и сопротивляемость заносу. Однако тормозной путь s_{τ} получается почти такой же, как и при использовании АБС.

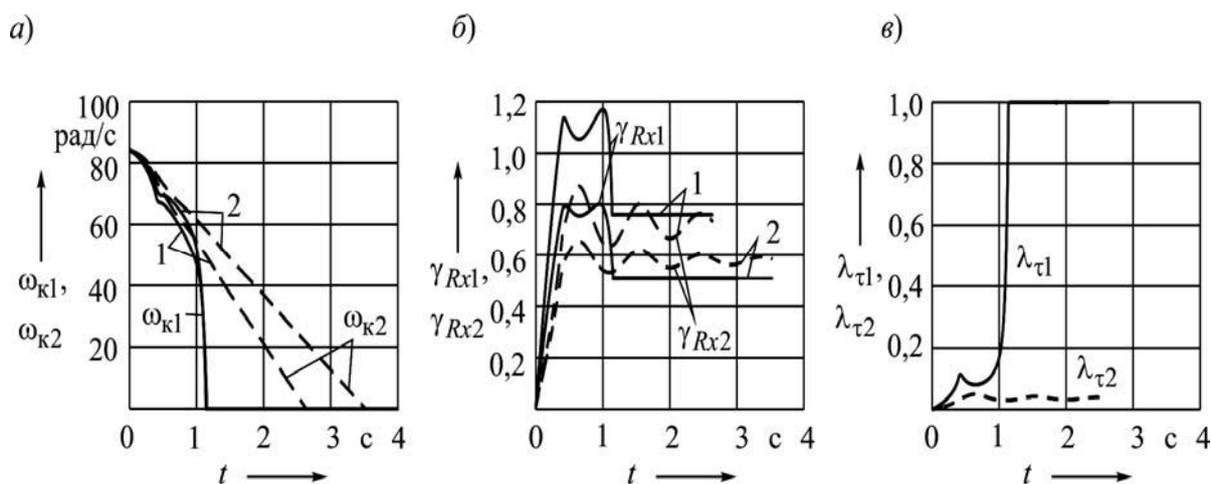


Рис. 11. Скорости вращения колес (*а*), удельные продольные реакции дороги (*б*) и скольжения колес (*в*) при торможении без использования АБС

Предлагаемая методика моделирования экстренного торможения автомобиля позволяет получить графики тормозного пути и скорости, определить показатели эффективности работы тормозной системы – тормозной путь s_{τ} и максимальное замедление a_{τ} , получить необходимые графики изменения основных параметров и характеристик во времени при осуществлении торможения, оценить эффективность использования АБС.

На основе результатов моделирования можно осуществлять определение и выбор основных параметров тормозной системы автомобиля: расчетных тормозных моментов передних и задних тормозов, коэффициента распределения тормозных моментов, величины уровней варьирования тормозных моментов в процессе функционирования АБС, а также исследовать влияние параметров дорожных условий на показатели эффективности тормозной системы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ларин, В. В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В. В. Ларин. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.
2. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2021. – 570 с.

3. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.

4. **Яблонский, А. А.** Курс теоретической механики: в 2 ч. Ч. II: Динамика: учебник для вузов / А. А. Яблонский. – Москва: Высшая школа, 1971. – 488 с.

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

Статья сдана в редакцию 14 октября 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.