

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ МАСС АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПОВРЕЖДЁННОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ НА НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

*Экстренное торможение автотранспортного средства может привести к аварии из-за неконтролируемого скольжения колёс вследствие блокировки тормозных механизмов. Вероятность дорожно-транспортного происшествия возрастает, если экстренному торможению предшествовало повреждение пневматической шины и резкое падение избыточного давления воздуха в ней. В настоящее время поведение автомобиля с повреждённой пневматической шиной в процессе торможения не имеет математического описания и поэтому исследования в этом направлении являются актуальными.*

**Ключевые слова** колебания, тормозные свойства, торможение, математическая модель.

Резкое падение давления сжатого воздуха в пневматической шине, вследствие её повреждения, при движении автотранспортного средства с большой скоростью в большинстве случаев приводит к потере его устойчивости и управляемости и, как следствие, к дорожно-транспортному происшествию. В зависимости от сложившейся дорожной ситуации одним из способов избежать аварии является экстренное торможение, которое также может быть причиной потери устойчивости и управляемости автомобиля из-за его неконтролируемого скольжения.

Повышение активной безопасности современных автотранспортных средств осуществляется комплексно, в том числе с помощью установки безопасных шин и применения антиблокировочной системы тормозов.

Известны различные конструкции пневматических безопасных шин, принцип работы которых состоит в том, что при повреждении шины всю нагрузку на колесо воспринимает обод специальной конструкции или дополнительная внутренняя опора, которая может быть как жёсткой, так и упругой, что, в свою очередь, позволяет обеспечить безопасность, как в момент потери герметичности, так и при дальнейшем движении автотранспортного средства. В то же время, антиблокировочная система тормозов обеспечивает максимальное возможное тормозное усилие без скольжения шин, что позволяет водителю маневрировать в процессе торможения.

Безопасные пневматические шины современных автомобилей при повреждении способны обеспечить движение без замены и разрушения со скоростью не менее 80 км/ч на расстояние 200 км и более, а многоканальные антиблокировочные системы контролируют тормозное усилие на каждом отдельно взятом колесе, что значительно сокращает тормозной путь даже на дороге с неоднородным покрытием.

Из результатов теоретических исследований колебаний масс автотранспортного средства с повреждённой пневматической шиной при движении по неровной дороге [1, 2] известно, что повреждённая шина не способна снизить высокий уровень динамических нагрузок со стороны неровностей дороги и поэтому стабильность контакта колёс с дорожной поверхностью ухудшается. Это, в свою очередь, приводит к ухудшению большинства эксплуатационных свойств автомобиля.

Следует отметить, что на кафедре “Автомо-

бильный транспорт” Братского государственного университета достигнуты определённые успехи в исследовании тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и тормозной динамичности автомобиля при движении по неровной дороге [3, 4, 5].

Для оценки тормозных свойств автотранспортного средства с повреждённой пневматической шиной при движении по неровной дороге в режиме торможения была разработана математическая модель динамики масс этого автотранспортного средства.

Кроме условий и допущений, принимаемых в современной теории колебаний и научных работах [3, 4], необходимо отметить характерные для разработанной математической модели:

- уравнения, описывающие колебания, составлены в соответствии с основным законом динамики относительно поверхности дороги, что позволяет понятным способом моделировать процесс отрыва от дорожной поверхности, как дополнительной опоры, так и пневматической шины в целом;

- оболочка повреждённой пневматической шины, потерявшей избыточное давление сжатого воздуха, не является источником интенсивных колебаний при качении колеса;

- антиблокировочная система тормозов обеспечивает максимальное тормозное усилие на каждом колесе, которое возможно на задаваемых типе и состоянии дорожной поверхности.

На рис.1 изображена схема колебательной системы автотранспортного средства с повреждённой правой передней пневматической шиной при торможении по неровной дороге. На схеме приняты следующие условные обозначения:  $M$  — поддрессоренная масса;  $m$  — неподдрессоренная масса;  $J_x$  — момент инерции поддрессоренной массы относительно продольной оси;  $J_y$  — момент инерции поддрессоренной массы относительно поперечной оси;  $a$  — расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до передней оси;  $b$  — расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до задней оси;  $L$  — база автомобиля;  $K$  — колея колёс;  $C_n$  — коэффициент нормальной жёсткости упругого элемента подвески;  $C_{ш}$  — коэффициент нормальной жёсткости пневматической шины;  $\eta_a$  — коэффициент неупругого сопротивления амортизатора;  $\eta_{ш}$  — коэффициент неупругого сопротивления пневматической шины;  $z(t)$  — вертикальные колебания поддрессоренной массы;  $\xi(t)$  — вертикальные колебания не-

поддрессоренной массы;  $q(t)$  — микропрофиль дорожной поверхности;  $P_x(t)$  — тормозное усилие в контакте автомобильной шины с дорожной поверхностью. Индексами «1» и «2» обозначена принадлежность вышеперечисленных параметров к передней и задней подвескам, а индексами «л» и «п» — к левому и правому бортам автомобиля.

Колебания масс автомобиля описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка. На рис.2 представлена схема для составления уравнений вертикальных и угловых колебаний поддрессоренной массы, на которой показаны силы, действующие на поддрессоренную массу  $M$  и её части  $M_{1п}$ ,  $M_{1л}$ ,  $M_{2п}$ , и  $M_{2л}$ . При этом  $M = M_{1п} + M_{1л} + M_{2п} + M_{2л}$ .

Силы, действующие со стороны подвески на поддрессоренную массу, определяются как сумма силы упругого сопротивления, пропорциональной деформации упругого элемента подвески, и силы неупругого сопротивления амортизатора, пропорциональной, в свою очередь, скорости его сжатия и отдачи:

$$\begin{aligned} YF_{2п} &= c_{п2}(o_{2п} z_{2п} + h_{2п} r_{\partial 2}) + z_{a2}(\dot{o}_{2п} \dot{z}_{2п}); \\ YF_{2л} &= c_{л2}(o_{2л} z_{2л} + h_{2л} r_{\partial 2}) + z_{a2}(\dot{o}_{2л} \dot{z}_{2л}); \\ YF_{1л} &= c_{л1}(o_{1л} z_{1л} + h_{1л} r_{\partial 1}) + z_{a1}(\dot{o}_{1л} \dot{z}_{1л}); \\ YF_{1п} &= c_{п1}(o_{1п} z_{1п} + h_{1п} r_{\partial 1}) + z_{a1}(\dot{o}_{1п} \dot{z}_{1п}), \end{aligned}$$

где  $h$  — положение поддрессоренной массы, приходящейся на колесо по высоте относительно дорожной поверхности при статическом равновесии;  $r_d$  — динамический радиус автомобильной шины при качении по ровной горизонтальной дороге с твёрдым покрытием.

При сохранении контакта дополнительной опоры повреждённой шины с дорожной поверхностью соблюдается равенство  $\xi_{1п} = q_{1п}$ . При отрыве опоры суммарная сила со стороны подвески определяется как

$$YF_{1п} = c_{п1}(o_{1п} z_{1п} + h_{1п} r_{\partial 1}) + z_{a1}(\dot{o}_{1п} \dot{z}_{1п}),$$

где  $r_{оп}$  — радиус дополнительной опоры.

Как в случае качения колеса на жёсткой дополнительной опоре, так и при её отрыве от поверхности дороги дифференциальное уравнение вертикальных колебаний поддрессоренной массы будет иметь вид

$$M\ddot{z}_{цт} = Mg + YF_{1п} + YF_{1л} + YF_{2п} + YF_{2л},$$

где  $Z_{цт}$  — координата положения центра тяжести поддрессоренной массы при её вертикальных колебаниях относительно поверхности дороги.

Связь координат положения поддрессоренной массы над каждым колесом автомобиля и её центра тяжести при малых угловых колебаниях при условии симметричности относительно продольной оси выражается в виде

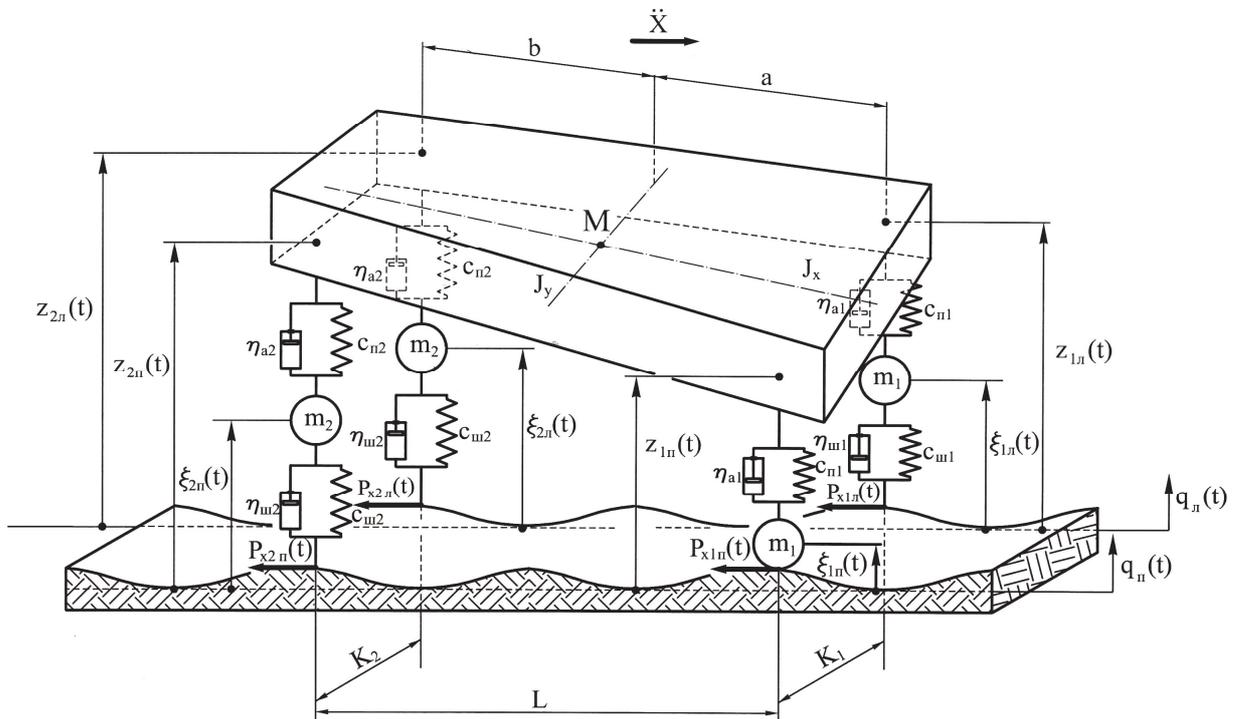


Рис.1 — Схема колебательной системы автотранспортного средства с повреждённой пневматической шиной при торможении на неровной дороге

$$z_{цт} = \frac{z_2 a + z_1 b}{a + b}, z_1 = \frac{z_{1п} + z_{1л}}{2} \text{ и } z_2 = \frac{z_{2п} + z_{2л}}{2}.$$

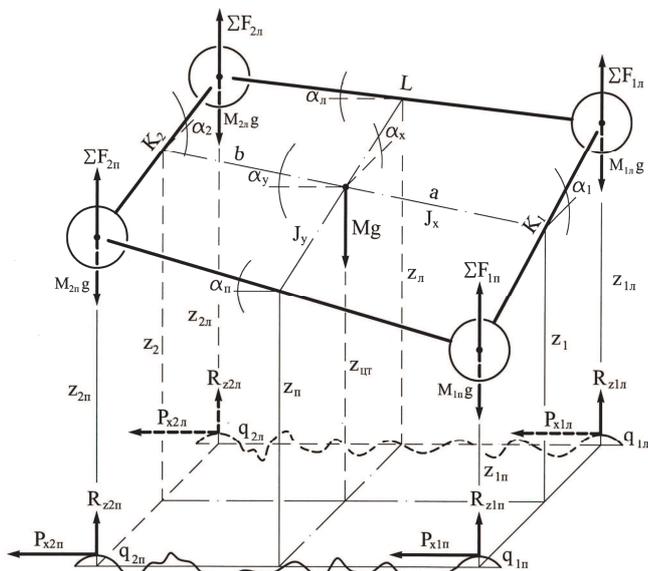


Рис.2. Схема для составления уравнений вертикальных и угловых колебаний поддрессоренной массы

Уравнение связи вертикальных колебаний поддрессоренной массы над колёсами автотранспортного средства [6]:

$$z_{2n} z_{1n} = z_{2l} z_{1l}.$$

Момент инерции относительно поперечной оси автомобиля можно определить следующим образом:

$$J_y = M_{1n}a^2 + M_{1l}a^2 + M_{2n}b^2 + M_{2l}b^2.$$

Уравнение угловых колебаний поддрессоренной массы относительно поперечной оси автомобиля:

$$J_y \ddot{\beta}_y = b \Sigma F_{2n} + b \Sigma F_{2l} - a \Sigma F_{1n} - a \Sigma F_{1l} + a M_{1n}g + a M_{1l}g - b M_{2n}g - b M_{2l}g + (z_n q_{1n}) P_{x1n} + (z_l q_{1l}) P_{x1l} + (z_n q_{2n}) P_{x2n} + (z_l q_{2l}) P_{x2l},$$

где при малых угловых колебаниях  $\beta_y \approx \frac{z_2 z_1}{L}$ .

В то же время момент инерции относительно продольной оси автомобиля можно определить как

$$J_x = M_{1n} \frac{K_1^2}{2} + M_{1l} \frac{K_1^2}{2} + M_{2n} \frac{K_2^2}{2} + M_{2l} \frac{K_2^2}{2}.$$

Уравнение угловых колебаний поддрессоренной массы относительно продольной оси автомобиля будет иметь вид

$$J_x \ddot{\beta}_x = \frac{K_1}{2} y_{F1n} + \frac{K_2}{2} y_{F2n} + \frac{K_1}{2} y_{F1l} + \frac{K_2}{2} y_{F2l} + \frac{K_1}{2} M_{1n}g + \frac{K_2}{2} M_{2n}g - \frac{K_1}{2} M_{1l}g - \frac{K_2}{2} M_{2l}g$$

где  $\beta_x \approx \frac{z_l z_n}{K}$  и  $K = \frac{K_1 b + K_2 a}{a + b}$ .

Дифференциальные уравнения колебаний неподдрессоренных масс при качении на неповреждённых шинах имеют вид [1, 2]

$$m \ddot{o} = \Sigma F + c_w(q o + r_o) + z_w(\dot{q} o) mg,$$

а уравнения вертикальных колебаний этих же масс при отрыве пневматических шин следующие:

$$m \ddot{o} = \Sigma F mg.$$

В соответствии со схемой, приведённой на рис.1, вертикальные колебания передней правой неподдрессоренной массы при отрыве жёсткой дополнительной опоры могут быть описаны дифференциальным уравнением

$m_1 \ddot{o}_{1n} = \Sigma F_{1n} + c_{w1}(q_{1n} o_{1n} + r_{on}) + z_{w1}(\dot{q}_{1n} o_{1n}) m_1 g$ , а при отрыве повреждённой безопасной шины от дорожной поверхности —

$$m_1 \ddot{o}_{1n} = \Sigma F_{1n} m_1 g.$$

Дифференциальное уравнение движения автотранспортного средства при торможении на неровной дороге также составляется в соответствии с основным законом динамики и имеет вид

$$(M + 2m_1 + 2m_2) \ddot{X} = P_{x1n} P_{x1l} P_{x2n} P_{x2l}.$$

Разработанная математическая модель позволяет определить оценочные параметры тормозных свойств автомобиля с повреждённой пневматической шиной безопасной конструкции при торможении на неровной дороге.

Литература

1. Мазур, В. В. Математическая модель колебательной системы подвески транспортного средства с повреждённой пневматической шиной / В. В. Мазур // Автотранспортное предприятие. — 2009. — № 1. — С. 8—10.
2. А. с. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ №2009610668 (РФ) Расчёт колебаний транспортного средства с повреждённой пневматической шиной при движении по неровной дороге (DamageTyre v.1.00) / Брат. гос. ун-т, В. В. Мазур — Дата поступления 02.12.2008;
3. Енаев, А. А. Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчётах, технологии испытаний, доводке конструкции : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03. / А. А. Енаева ; МАМИ. — М., 2002. — 440 с.
4. Слепенко, Е. А. Оценка стабильности контакта колёс автомобиля с опорной поверхностью : дис. ... канд. техн. наук / Е. Н. Слепенко ; НАТИ. — М., 2004. — 131 с.
5. Желтышев, А. В. Теоретические и экспериментальные исследования топливной экономичности автомобиля при движении по неровной дороге : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Желтышев ; БрГУ. — Братск, 2006. — 128 с.
6. Енаев, А. А. Исследование плавности хода автомобилей, содержащих колеса с дополнительным внутренним поддрессированием / А. А. Енаев, В. В. Мазур, Н. Н. Яценко // Тр. ун-та : в 2 т. / Брат. индустр. ин-т : материалы XX науч.-техн. конф. — Братск : БРИИ, 1999. — Т. 2. — С. — 120 — 124.