

С.Л. Овечкин, Е.В. Свиридов

Пермский военный институт внутренних войск МВД России

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК ПРИ ОЦЕНКЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Предлагается метод расчета нагрузок, действующих на транспортные средства при опрокидывании. Полученные результаты могут быть использованы при расчете прочности кузова.

Ключевые слова: транспортное средство специального назначения, поперечная устойчивость, опрокидывание, координаты центра масс.

В настоящее время транспортные средства (ТС) специального назначения силовых структур имеют достаточный запас мощности для реализации высоких скоростей движения на ровных дорогах. Однако на разбитых дорогах их скоростное перемещение, в условиях частого маневрирования, сдерживается опасностью чрезмерного бокового наклона и опрокидывания. Боковое опрокидывание, в свою очередь, является тяжелым дорожно-транспортным происшествием, связанным с нанесением ущерба здоровью людей и выходом из строя установленных на шасси средств вооружения, военной и специальной техники (ВВСТ), а также приводит к утрате и порче имущества и перевозимых грузов.

Движение автомобиля по дороге с поперечным уклоном (косоголом) и по закруглению связано с появлением поперечных сил, вызывающих разгрузку колес одной стороны автомобиля и дополнительную нагрузку колес второй стороны. Под действием этих сил возможна потеря поперечной устойчивости транспортным средством, выражающаяся либо в боковом скольжении шин по дороге (занос), либо в опрокидывании автомобиля.

Аналитические исследования показывают, что в большинстве принятых математических моделей, представленных в виде уравнений, недостаточно учитывается упругость шин и подвески шасси и упругость шин и подвески перевозимых ТС на платформе грузового автомобиля или на шасси полуприцепа. Для специализированных наливных (насыпных) ТС не учитывается смещение центра масс. Противоречие частично может быть разрешено проектированием несущих сис-

тем ТС с устройствами для автоматического регулирования заданных координат центров масс.

Для этого существует необходимость разработки методики учета влияния масс ТС и грузов, сложных упругодемпфирующих связей между ними (в том числе упругости шин), проявляющихся в вертикальных и боковых перемещениях при определении нагрузок в случае оценки поперечной устойчивости.

Рассмотрим условия и сам процесс опрокидывания транспортного средства [1, 2]. Нарушение поперечной устойчивости может произойти в виде вращения корпуса относительно ребра LMN (рисунок).

Имеем сумму сил на координатные оси $y-y$ и $z-z$:

$$\begin{aligned} \Sigma P_y &= -G_a \cos(\gamma - \alpha) + R_y + \frac{G_a l_0}{g} \omega^2 \sin \alpha - \frac{G_a l_0}{g} \dot{\omega} \cos \alpha = 0; \\ \Sigma P_z &= -G_a \sin(\gamma - \alpha) + R_z - \frac{G_a l_0}{g} \dot{\omega} \sin \alpha + \frac{G_a l_0}{g} \omega^2 \cos \alpha = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где G_a – сила тяжести автомобиля, Н; α, γ – соответственно углы между вектором центробежной силы и бортом автомобиля и опорной поверхностью, град; R_y, R_z – соответственно поперечная и вертикальная реакции колеса в контакте с опорной поверхностью, Н; l_0 – расстояние от контакта колеса с опорной поверхностью до центра масс, м; ω , – угловая скорость вращения кузова автомобиля, рад/с; $\dot{\omega}$ – угловое ускорение вращения кузова автомобиля, рад/с².

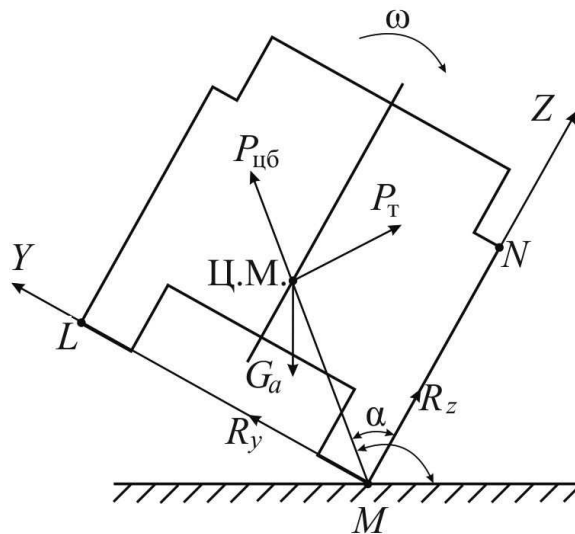


Рис. Качение корпуса автомобиля по горизонтальной поверхности в случае нарушения поперечной устойчивости

Центробежную и тангенциальную силы инерции, показанные на рис. 1, можно выразить следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} P_{цб} &= \frac{G_a l_0}{g} \omega^2; \\ P_T &= \frac{G_a l_0}{g} \dot{\omega}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $P_{цб}$, P_T – соответственно центробежная и тангенциальная силы инерции, Н.

Угловое ускорение вращения

$$\dot{\omega} = \frac{G_a l_0}{J_c} \cos \alpha, \quad (3)$$

где J_c – момент инерции относительно ребра M (см. рис. 1), кг·м².

Кинетическая энергия поступательного и вращательного движения

$$W_{\text{кполн}} = W_{\text{кпоступ}} + W_{\text{квращ}} = \frac{G_a v^2}{2g} + \frac{J_c \omega^2}{2}, \quad (4)$$

где v – линейная скорость поступательного движения ТС, м/с².

Проведенный анализ показывает, что угол наклона поверхности качения влияет на величину статической и динамической нагрузок. Следует иметь в виду, что для современных ТС специального назначения $\alpha < 60^\circ$.

Общепринято при расчете поперечной устойчивости автомобиля при движении на косогоре с углом β определять действующие силы и моменты с помощью зависимости угла крена ψ и линейной жесткости подвесок внутренних и более нагруженных задних колес так, что

$$P_{z\text{купр}} = \psi C_z, \quad (5)$$

где $P_{z\text{купр}}$ – упругое сопротивление крену автомобиля, Н; C_z – линейная жесткость подвески, Н/м.

Вязкое сопротивление крену автомобиля с угловой скоростью $d\psi/dt$ находят следующим образом:

$$P_{z\text{вязк}} = k_\psi (d\psi/dt), \quad (6)$$

где k_ψ – коэффициент сопротивления амортизаторов.

В качестве плеча опрокидывания обычно принимают высоту центра масс h_g . В действительности все происходит несколько иначе. Для автомобилей с зависимой подвеской плоскость крена проходит по опорной поверхности, с независимой подвеской – от высот направляющих элементов, для автопоезда – от задней подвески до точки сцепки. Соответственно текущие координаты центров масс меняются.

Для точного расчета следует использовать угловую жесткость C_ψ , пропорциональную линейной и обратно пропорциональную квадрату расстояния между точками крепления рессор:

$$C_\psi = \frac{C_z}{B_p^2}, \quad (7)$$

где B_p – расстояние между точками крепления рессор, м.

То же касается и коэффициентов сопротивления амортизаторов внутренних колес.

Предлагаются следующие зависимости перераспределения вертикальных нагрузок на колеса двухосного автомобиля с одноосным полуприцепом:

$$R_{z1j} = R_{z1j\text{стат}} \pm \left[(C_{z1}\psi + k_{\psi1}\dot{\psi}) \frac{B_p^2}{2B_a} + (R_{y1л} + R_{y1п}) \right] \frac{F_y}{B_p}; \quad (8)$$

$$R_{z2j} = R_{z2j\text{стат}} \pm \left[(C_{z2}\psi + k_{\psi2}\dot{\psi}) \frac{B_p^2}{2B_a} + (R_{y2л} + R_{y2п}) \right] \frac{F_y}{B_p}; \quad (9)$$

$$R_{z3j} = R_{z3j\text{стат}} \pm \left\{ [C_{z3}(\psi + \psi_1) + k_{\psi3}(\dot{\psi} + \dot{\psi}_1)] \frac{B_p^2}{2B_a} + (R_{y3л} + R_{y3п}) \right\} \frac{F_y}{B_p}, \quad (10)$$

где $R_{z\text{стат}}$ – значения вертикальных нагрузок в статическом состоянии, Н; $\dot{\psi}$ – угловая скорость крена, рад/с; B_a – ширина колеи, м; R_y – поперечные реакции в контакте колес с опорной поверхностью, Н; F_y – боковая (возмущающая) сила, Н.

В уравнениях (8)–(10) индексы j означают принадлежность к правому или левому борту, индексы 1, 2, 3 – соответственно порядковые номера осей тягача и полуприцепа, индексы «л» и «п» – соответственно левое и правое колесо.

Отсюда находим моменты от упругих сил в подвесках трех осей и в сцепке:

$$M_1 = (C_{z1}\psi + k_{\psi1}\dot{\psi})\frac{B_p^2}{2}; \quad (11)$$

$$M_2 = (C_{z2}\psi + k_{\psi2}\dot{\psi})\frac{B_p^2}{2}; \quad (12)$$

$$M_3 = [C_{z3}(\psi + \psi_1) + k_{\psi3}(\dot{\psi} + \dot{\psi}_1)]\frac{B_p^2}{2}; \quad (13)$$

$$M_{c.y} = (C_{c.y}\psi_1 + k_{\psi c.y}\dot{\psi}_1)\frac{B_p^2}{2}, \quad (14)$$

где $C_{c.y}$ – линейная жесткость сцепного устройства, Н/м; $k_{c.y}$ – коэффициент сопротивления сцепного устройства.

Данные расчеты подтверждают сложную зависимость влияния упругих подвесок осей на поперечную устойчивость автопоезда на боковом уклоне.

Список литературы

1. ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М.: Изд-во стандартов, 2001.

2. РД 37.001.166–90. Система автоматизированного проектирования. Управляемость и устойчивость автомобиля. Методы расчетной оценки. – М., 1990.

Получено 6.03.2013

S.L. Ovechkin, E.V. Sviridov

THE METHOD OF DETERMINING THE LOADS WHEN EVALUATING LATERAL STABILITY OF THE VEHICLE

A method for calculating the loads acting on the vehicle rollover. The results can be used to calculate the strength of the body.

Keywords: special purpose vehicle, lateral stability, rollover, coordinates of the center of mass.

Овечкин Сергей Леонидович (Пермь, Россия) – начальник кафедры конструкций автобронетанковой техники Пермского военного института внутренних войск МВД России (614112, г. Пермь, ул. Гремячий Лог, 1, e-mail: sergei.ovechkin@mail.ru).

Свиридов Евгений Викторович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент Пермского военного института внутренних войск МВД России (614112, г. Пермь, ул. Гремячий Лог, 1, e-mail: schem_sev@bk.ru).

Ovechkin Sergei Leonidovich (Perm, Russia) – Chief of designs armored vehicles department, Perm Military Institute of Russian Interior Ministry troops (1, Gremyachiy Log st., Perm, 614112, Russia, e-mail: sergei.ovechkin@mail.ru).

Sviridov Eugenie Viktorovich (Perm, Russia) – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor, Perm Military Institute of Russian Interior Ministry troops (1, Gremyachiy Log st., Perm, 614112, Russia, e-mail: sergei.ovechkin@mail.ru).