

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

УДК 629.113

А.И.ГРИШКЕВИЧ, д-р техн. наук, М.С.ЛЕБЕДЕВ, канд.техн.наук,
Л.А.МОЛИБОШКО, канд.техн.наук, О.С.РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук
(БГПА)

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

Безопасность эксплуатации и производительность автомобиля в значительной степени определяются его управляемостью и устойчивостью. Под управляемостью понимают свойство автомобиля сохранять заданное водителем направление движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление. Устойчивость характеризует способность автомобиля сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить его от этого направления.

Улучшение характеристик управляемости и устойчивости приводит как к повышению безопасности движения, так и к значительному экономическому эффекту, позволяя осуществлять перевозки пассажиров и грузов с более высокими средними скоростями. В связи с этим при проектировании автомобиля необходимо знать влияние его конструктивных параметров на показатели управляемости и устойчивости.

Для решения этой задачи использована динамическая модель с пятью степенями свободы. Принятые координаты: x и y – продольное и поперечное горизонтальное перемещение центра масс автомобиля; λ , ψ , χ - угловые перемещения (повороты) поддрессоренной массы вдоль продольной оси x , поперечной оси y и вертикальной оси z . С кузовом автомобиля связана подвижная система координат x - y - z . Начало системы координат расположено в центре тяжести автомобиля.

При выводе уравнений движения приняты следующие допущения: автомобиль движется по ровной горизонтальной поверхности; угловые колебания поддрессоренной массы происходят относительно

оси крена, расположенной в плоскости симметрии автомобиля; кузов автомобиля считается абсолютно жестким; управляемые колеса переднего моста поворачиваются на одинаковые углы ϑ . Полная масса автомобиля m_a представлена в виде двух масс: m_n - подрессоренной и $m_{\text{н}}$ - неподдресоренной.

Для вывода уравнений движения рассматриваемой динамической модели использованы уравнения Лагранжа II рода в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{dE_n}{dq_i} + \frac{d\Phi}{dq_i} = Q_i. \quad (1)$$

Кинетическая энергия системы равна

$$E_k = 0,5(m_a v_x^2 + m_a v_y^2 + J_x \omega_x^2 + J_y \omega_y^2 + J_z \omega_z^2), \quad (2)$$

где J_x, J_y и J_z - моменты инерции автомобиля относительно пространственных осей координат; ω_x, ω_y и ω_z - угловые скорости поворота этих масс относительно пространственных координат, v_x и v_y - линейные скорости автомобиля вдоль осей x и y .

Потенциальная энергия

$$E_n = 0,5(c_1 \Delta_1^2 + c_1 \Delta_2^2 + c_2 \Delta_3^2 + c_2 \Delta_4^2 + c_{p1} \Delta_{p1}^2 + c_{p1} \Delta_{p2}^2 + c_{p2} \Delta_{p3}^2 + c_{p2} \Delta_{p4}^2), \quad (3)$$

где c_1, c_2, c_{p1} и c_{p2} - боковая жесткость колес с учетом угла приложения силы и жесткость подвески колес соответственно переднего и заднего мостов, Δ_i - деформация упругого звена с жесткостью c_i .

Функция рассеивания

$$\Phi = 0,5(k_1 d_1^2 + k_1 d_2^2 + k_2 d_3^2 + k_2 d_4^2 + k_{p1} d_{p1}^2 + k_{p1} d_{p2}^2 + k_{p2} d_{p3}^2 + k_{p2} d_{p4}^2), \quad (4)$$

где d_i - скорость деформации соответствующего упругого звена Δ_i ; k_1, k_2, k_{p1} и k_{p2} - коэффициенты бокового сопротивления колес и сопротивления амортизаторов подвески колес соответственно переднего и заднего мостов.

После подстановки выражений (2), (3) и (4) в уравнения Лагранжа (1) и некоторых преобразований приводим к следующей системе дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_a v_x' &= F_{\text{шх}}; \\ m_a v_y' + \sum F_i &= F_{\text{шy}}; \\ J_x \omega_x' + k_x \omega_x + c_x \lambda &= m_n h_k (R_a \omega + g \lambda); \\ J_y \omega_y' + k_y \omega_y + c_y \psi &= 0; \\ J_z \omega_z' + k_z \omega_z + c_z \chi &= k_z \omega + c_z \gamma + k_{yв} v_y + c_{yв} u, \end{aligned}$$

где $k_x, c_x, k_y, c_y, k_z, c_z, k_{yв}, c_{yв}$ - коэффициенты, характеризующие упругие и диссипативные свойства системы. Радиус поворота автомобиля

$$R_a = L / \vartheta + m_a v_a^2 (b / k_{y1} - a / k_{y2}) / (L \vartheta),$$

где k_{y1} и k_{y2} - коэффициенты сопротивления уводу мостов, зависят от бокового увода шин и нагрузки на колеса.

Силы F_{cx} и F_{cy} являются проекциями центробежной силы F_c , приложенной к центру масс автомобиля, на оси x и y .

Закон изменения угла поворота колеса ϑ зависит от вида испытания. При испытаниях "рывок руля" и "поворот" принят экспоненциальный закон изменения ϑ . При испытании "переставка" принято, что поворот рулевого колеса изменяется по гармоническому закону.

В соответствии с описанным алгоритмом разработан программный продукт, выполняющий следующие виды расчетов: рывок руля; поворот; переставка. Такие виды испытаний предусмотрены ОСТ 37.001.471-88.

При исследовании влияния параметров автомобиля на устойчивость и управляемость в качестве основного взят режим движения «поворот $R_n = 35$ м». При этом принималось равноускоренное движение с ускорением 2 м с^2 . Исследования многих авторов, например [4], показывают, что продольное ускорение мало влияет на показатели устойчивости и управляемости, особенно, при значительных радиусах поворота. Влияние параметров оценивалось скоростью $v_{\text{вых}}$, при которой автомобиль выходит за пределы заданного коридора, ширина которого задавалась в соответствии с [5]. В качестве объекта исследования взят автомобиль МАЗ-5337.

Для ряда геометрических и массовых параметров автомобиля совершенно очевидно их влияние на устойчивость и управляемость. Однако рекомендовать их в качестве основных для улучшения устойчивости и управляемости не приходится, поскольку при разработке автомобиля эти параметры уже взяты оптимальными. Исследование влияния параметров автомобиля на устойчивость и управляемость позволило установить следующее.

Снижение высоты центра тяжести автомобиля увеличивает $v_{\text{вых}}$ не более, чем на 5%. То же самое относится и к колее. Влияние данных параметров заметно сказывается лишь при малых радиусах поворота.

Снижение массы автомобиля при прочих неизменных параметрах сказывается сильнее. При снижении массы на 30% $v_{\text{вых}}$ увеличивается на 15%, а при снижении на 50% автомобиль вообще не вышел из коридора за заданное время. Изменение моментов инерции автомобиля относительно осей x, y и z в два раза в сторону увеличения и уменьшения практически не привело к изменению $v_{\text{вых}}$. Уменьшение жесткости подвески незначительно увеличивает $v_{\text{вых}}$.

Наибольшее влияние на устойчивость и управляемость оказывают коэффициенты сопротивления уводу переднего и заднего мостов k_{y1} и

k_{y2} . При этом существует оптимальное соотношение между ними. Отклонение в любую сторону каждого из этих коэффициентов ухудшает показатели устойчивости и управляемости. При малых значениях k_{y1} автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, что приводит при равноускоренном движении к увеличению радиуса поворота и выходу автомобиля за пределы коридора. При увеличении k_{y1} поворачиваемость автомобиля увеличивается и в дальнейшем становится избыточной. В результате радиус поворота уменьшается, что опять же приводит к выходу автомобиля за пределы коридора. При значениях k_{y1} , близких к нейтральной поворачиваемости автомобиля, скорость $v_{\text{вых}}$ оказывается наивысшей. Пропорциональное увеличение коэффициентов k_{y1} и k_{y2} увеличивает скорость $v_{\text{вых}}$. В этом случае может произойти опрокидывание автомобиля в пределах коридора или начаться занос при недостаточном коэффициенте сцепления колес с дорогой.

Коэффициенты бокового сопротивления колес, пропорциональные потерям в шинах, не оказывают заметного влияния на $v_{\text{вых}}$, но существенно влияют на динамику поворота автомобиля. На рис. 3 показаны графики изменения бокового и углового ускорений центра масс автомобиля при значениях бокового сопротивления колес, соответствующих половине номинального.

Смещение положения центра масс ближе к оси заднего моста увеличивает поворачиваемость автомобиля, а приближение к оси переднего моста - приводит к недостаточной поворачиваемости.

Исходя из сказанного, рациональными являются такие параметры автомобиля, которые обеспечивают небольшую недостаточную поворачиваемость. Здесь следует иметь в виду, что коэффициенты сопротивления уводу мостов зависят от многих параметров автомобиля и зависимость эта нелинейная.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. - Мн.: Выш. шк., 1986.
2. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / Под ред. А.И. Гришкевича. - Мн.: Выш. шк., 1978.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984.
5. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнорса. - М.: Транскорп, 1976.
6. ОСТ37.001.471-88. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств.
7. ОСТ37.001.487-89. Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования.
8. РД37.001.005-86. Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами.
9. РД37.001.166-90. Система автоматизированного проектирования. Управляемость и устойчивость автомобилей. Методы расчетной оценки.