

строение: Теория и конструирование. Минск: Выш. шк., 1983, вып. 18, с. 24—31. 7. ОН 025-319-68. Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения. — В кн.: Автомобилестроение: Автомобили, прицепы и полуприцепы. М.: Изд-во стандартов, 1974, т. 1, ч. 1, с. 107—170. 8. Ф у р у н ж и е в Р.И. Вычислительная техника и ее применение. — Минск: Выш. шк., 1975. — 400 с.

УДК 629.11.012.3.001.24

Р.И. ФУРУНЖИЕВ, д-р техн.наук,  
В.А. КИМ, канд.техн.наук,  
Г.А. КОЛОСОВ (ММИ)

### К ВОПРОСУ О КРИТЕРИИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТЯГОВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН НА УПРУГИХ ПНЕВМАТИКАХ

На современном этапе теория устойчивости движения в достаточной степени разработана только для двухосных автомобилей, результаты которой не могут быть распространены на многоосные автомобили [1].

Как известно, задачи исследования устойчивости можно решать двумя способами: 1) анализом аналитического решения дифференциальных уравнений движения и 2) качественным исследованием при помощи функции Ляпунова. Следует заметить, что аналитическое решение практически получить невозможно, а методика строго построения функции Ляпунова в общем случае не найдена [1].

В данной работе предлагается новый критерий для исследования курсовой устойчивости движения любого экипажа на пневматиках с использованием ЭЦВМ.

Пусть  $q_1, \dots, q_k$  — обобщенные координаты многоопорного автомобиля;  $\xi_{1л}, \dots, \xi_{пл}, \xi_{1п}, \dots, \xi_{пп}$  — параметры боковой деформации шин;  $n$  — число мостов.

В соответствии с [2] и [3] составляются уравнения кинематических связей и динамические уравнения движения. Уравнения кинематических связей первого порядка представляются в продифференцированном один раз по времени виде. Таким образом, дифференциальные уравнения движения многоопорного автомобиля запишутся в виде системы  $k + 2n$  уравнений с  $k + 2n$  неизвестными:

$$a_{j+2i, j+2i} \ddot{q}_s + b_{j+2i, j+2i}^л \ddot{\xi}_{iл} + b_{j+2i, j+2i}^п \ddot{\xi}_{iп} = d_{j+2i}, \quad (1)$$

где  $j = 1, \dots, k$ ;  $i = 1, \dots, n$ .

Для исследования курсовой устойчивости автомобиля составляется выражение

$$K = \sum_{i=1}^n (K_{O_{iл}} - K_{C_{iл}})^2 + \sum_{i=1}^n (K_{O_{iп}} - K_{C_{iп}})^2 . \quad (2)$$

Здесь в соответствии с [2]:  $K_{O_{iл}}$ ,  $K_{O_{iп}}$  — кривизна линий качения левого и правого колес  $i$ -го моста;  $K_{C_{iл}}$ ,  $K_{C_{iп}}$  — кривизна проекций линий движения центров колес на опорную плоскость;  $O_{iл}$ ,  $O_{iп}$  — центры пятен контактов колес;  $C_{iл}$ ,  $C_{iп}$  — проекции центров колес на опорную плоскость. Пусть оси координат  $O_{xy}$  связаны с опорной плоскостью, причем ось  $O_z$  перпендикулярна ей.

Кривизна, входящая в выражение (1), определяется по известной формуле

$$K_i = \frac{\dot{x}_i \ddot{y}_i - \ddot{x}_i \dot{y}_i}{(\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2)^{3/2}} . \quad (3)$$

Координаты точек  $O_{iл}$ ,  $O_{iп}$ ,  $C_{iл}$ ,  $C_{iп}$  при помощи уравнений геометрических связей [3] выражаются через обобщенные координаты, геометрические параметры и характеристики автомобиля. В результате преобразований с учетом геометрических связей и равенства (3) выражение (2) приобретет вид

$$K = \sum_{j=1}^k A_j \ddot{q}_j^2 + \sum_{i=1}^n (B_{iл} \xi_{iл}^2 + B_{iп} \xi_{iп}^2) + D , \quad (4)$$

где  $A_j$ ,  $B_{iл}$ ,  $B_{iп}$ ,  $D$  — переменные величины, не содержащие вторых производных от обобщенных координат и параметров деформации.

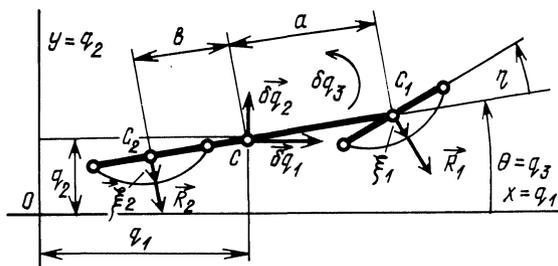


Рис. 1. Расчетная схема.

Затем в уравнение (4) подставляются выражения  $\ddot{q}_i$ ,  $\xi_{iл}$ ,  $\xi_{iп}$ , найденные из системы (1). Полученное выражение для  $K$  позволяет исследовать курсовую устойчивость автомобиля в зависимости от характеристик шин, подвески, массово-геометрических параметров автомобиля и др. Предлагаемый метод нетрудно распространить на случай любого конечного числа параметров деформаций шин и для различных опорных поверхностей.

В качестве примера исследуется установившееся движение плоской велосипедной модели с передними управляемыми колесами (рис. 1).

Уравнения кинематических связей для рассматриваемой модели имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \dot{q}_1 \sin(q_3 + \eta) - \dot{q}_2 \cos(q_3 + \eta) - a\dot{q}_3 \cos \eta - \dot{\xi}_1 = 0; \\ \dot{q}_1 \sin q_3 - \dot{q}_2 \cos q_3 + b\dot{q}_3 - \dot{\xi}_2 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Динамические уравнения движения в упрощенном виде

$$\begin{cases} m\ddot{q}_1 = (c_1 \xi_1 - \mu_1 \dot{\xi}_1) \sin(q_3 + \eta) + (c_2 \xi_2 - \mu_2 \dot{\xi}_2) \sin q_3; \\ m\ddot{q}_2 = -(c_1 \xi_1 - \mu_1 \dot{\xi}_1) \cos(q_3 + \eta) - (c_2 \xi_2 - \mu_2 \dot{\xi}_2) \cos q_3; \\ J\ddot{q}_3 = -a(c_1 \xi_1 - \mu_1 \dot{\xi}_1) \cos \eta + b(c_2 \xi_2 - \mu_2 \dot{\xi}_2), \end{cases} \quad (6)$$

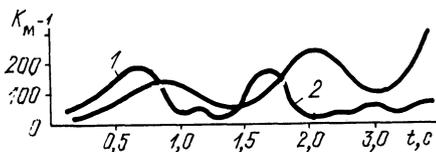
где  $q_1, q_2, q_3$  — обобщенные координаты (рис. 1);  $\eta$  — относительный угол поворота управляемого колеса;  $c_1, c_2$  — коэффициенты боковой жесткости шин;  $\mu_1, \mu_2$  — коэффициенты демпфирования шин в боковом направлении;  $m_0$  — масса кузова автомобиля;  $m_1, m_2$  — массы колес;  $J_0$  — центральный момент инерции кузова относительно вертикальной оси;  $J_1, J_2$  — диаметральные моменты инерции колес;  $a, b$  — расстояния от мостов до центра тяжести (рис. 1);

$$J = m_1 a^2 + m_2 b^2 + J_0 + J_1 + J_2; \quad m = m_0 + m_1 + m_2.$$

С помощью уравнений (5) и (6) из выражения (4) можно исключить вторые производные. Полученная функция используется для качественного исследования курсовой устойчивости движения.

Рис. 2. График функции  $K=K(t)$ :

1 — при  $c_1 = 30 \cdot 10^6$  Н/м,  $c_2 = 10 \cdot 10^6$  Н/м,  $\mu_1 = \mu_2 = 10 \cdot 10^3$  Н·с/м;  
2 — при  $c_1 = 10 \cdot 10^6$  Н/м,  $c_2 = 30 \cdot 10^6$  Н/м,  $\mu_1 = \mu_2 = 10 \cdot 10^3$  Н·с/м.



Исходные данные к расчету функции  $K$ :

$a = 1,96$  м;  $b = 1,84$  м;  $m = 7500$  кг;  $J = 17270$  кг·м<sup>2</sup>;  $v = 15$  м/с — скорость автомобиля;  $\eta = 0$ ;  $q_{01} = a$ ;  $\dot{q}_{01} = v$ ;  $q_{02} = 0$ ;  $\dot{q}_{02} = 1$  м/с;  $q_{03} = 0$ ;  $\dot{q}_{03} = 5$  с<sup>-1</sup>;  $\xi_{01} = 0,01$  м;  $\dot{\xi}_{01} = 0$ ;  $\xi_{02} = 0,01$  м;  $\dot{\xi}_{02} = 0$ ;  $\Delta t = 0,1$  с — шаг интегрирования.

Из анализа результатов моделирования на ЭЦВМ установлено, что при соотношениях боковых жесткостей  $c_1 > c_2$  и расположении центра масс системы ближе к задней оси функция  $K$  периодически убывает к некоторому значению (рис. 2). При обратном соотноше-

нии —  $c_1 < c_2$  график функции представляет собой расходящийся процесс, т.е. система неустойчива (рис. 2).

При указанных выше соотношениях боковых жесткостей чувствительность рассматриваемой системы на воздействие управляемых колес значительно выше при  $c_1 > c_2$ , чем при  $c_1 < c_2$ . Полученные результаты не противоречат понятиям избыточной и недостаточной поворотливости автомобиля [4], если принять во внимание, что коэффициенты сопротивления боковому уходу шин пропорциональны коэффициентам боковой жесткости [4].

Сравнивая функции  $K = K(t)$  для различных значений параметров автомобиля и исходя из ее физического смысла, можно утверждать, что движение автомобиля на упругих пневматиках тем устойчивее, чем монотоннее  $K = K(t)$  приближается к некоторому оптимальному значению  $K_{\text{опт}}$ .

Полученный критерий может быть применен при оценке курсовой устойчивости автомобилей и тягачей на упругих пневматиках с любым числом осей. Исследование устойчивости движения по предлагаемому критерию позволит существенно облегчить оптимизацию параметров автомобилей и тягачей с целью улучшения устойчивости их движения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
2. Уравнения кинематических связей для общего случая качения упругого пневматика по недеформируемой опорной поверхности/Р.И. Фурунжиев, Г.А. Колосов, В.А. Ким, Э.И. Ясюкович. — В кн.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск: Выш. шк., 1980, вып. 14, с. 41—45.
3. Колосов Г.А. Уравнения движения плоской модели двухосной тележки на пневматических колесах. — В кн.: Эффективность использования и обслуживания мелиоративной техники. Горки: БСХА, 1981, вып. 70, с. 76—81.
4. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.

УДК 629.113—585.2

А.В. ВОВК, В.В. ГЕРАЩЕНКО (ММИ)

### ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЛОКИРОВКОЙ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Динамические свойства системы автоматического управления полностью определяются ее передаточной функцией, которая (при отсутствии шумов и при достаточной точности измерительных приборов) характеризуется результатами измерения реакции системы на входное воздействие произвольного типа. Однако качество ре-