ЕНЕРГЕТИКА І ТРАНСПОРТ

УДК 629.113.075:629.114.4

ЦЕНТР ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОВОРОТА ТРЕХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

В.В. Редчиц, Е.В. Головина, Б.И. Кальченко.
Кременчугский университет экономики, информационных технологий и управления.

Since the car is a mechanical system with resilient wheels, not rigid body, the center of relative rotation with the plane-parallel motion is not the center of mass of the car, but the centers around which the resistance to rotation will be minimal. The studies show that such a center for three-axle vehicle is a point located on the axis of the rear half of the track away from the longitudinal axis of the truck.

Keywords*: center of relative turn, spot of contact of bus, angular deformation, curvature of trajectory, angular and lateral to inflexibility.*

Введение

При исследовании управляемости и устойчивости автомобилей традиционно автомобиль принимается за твердое тело (при относительном вращении вокруг центра масс), а не как система с эластичными шинами. Поэтому за центр относительного поворота принимается центр масс, в соответствии с положением классической механики движения твердого тела. Дифференциальное уравнение вращения относительно вертикальной оси составляется относительно центра масс.

Если представить автомобиль как систему, свободно движущуюся в плоскости дороги, то он будет совершать плоскопараллельное движение, т.е. поступательное и вращательное относительно того центра, где затрата энергии будет минимальной.

Исследования, проведенные в работах [1; 2; 3; 4], позволяют определить положение этого центра.

Цель и постановка задачи исследования

Цель исследований – определение положения центра относительного поворота трехосного автомобиля, движущегося по криволинейной траектории.

Сопротивление относительному повороту вокруг центра масс

Пусть продольная ось автомобиля в относительном вращении повернулась на угол $d\psi$ (рис. 1) вокруг центра масс. Тогда величина боковой деформации шины λ передней оси и зад-

ней тележки будет определяться уравнениями (1):

$$\alpha_1 = \alpha_2 = l_1 \cdot d\cdot \cdot k_{ci},\ \alpha_3 = \alpha_4 = (l_2 - 0{,}5l_T)\cdot d\cdot {}_1 \cdot k_{ci},$$
$$\alpha_5 = \alpha_6 = (l_2 - 0{,}5l_T)\cdot d\cdot {}_1 \cdot k_{ci} \quad (1)$$

где k_{ci} – учитывает «creep» (псевдоскольжение в отпечатке),

$k_{ciH} = \dfrac{R_{z0i}}{R_{zTi}}$ – для колес наружного борта;

$k_{ciB} = \dfrac{1}{k_{ciH}}$ – для колес внутреннего борта;

R_{zTi} – текущая нагрузка на колесо;

R_{z0i} – нагрузка на это же колесо в статике.

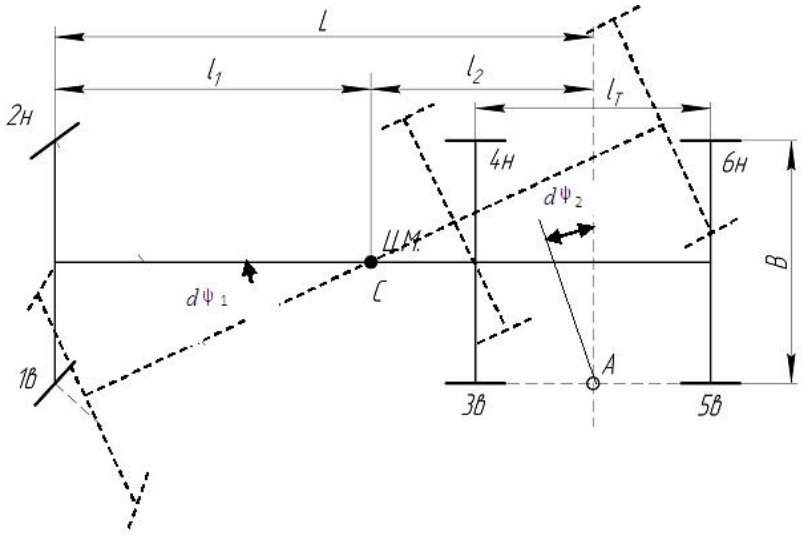

Рис. 1. Расчетная схема поворота трехосного автомобиля

В этом случае кривизна траектории качения средней линии шины в соответствии с уравнением неголономных связей Келдыша М.В. будет определяться (2) из [1]:

$$\frac{1}{R_{ki}} = \sim_i \cdot \alpha_i \quad (2)$$

где $\sim_i$ – кинематический коэффициент, определяемый по зависимости (3) из работы [1], $\frac{1}{м^2}$.

$$\sim_i = \frac{1}{\left(\dfrac{a_i}{4\theta_B}\right)^2 \cdot \left(\dfrac{1}{\cos 2\theta_B} - 1\right)} \quad (3)$$

где a_i – продольная ось контактного отпечатка шины при данной вертикальной нагрузке на колесо в динамике, м;

θ_B – предельный угол, при котором еще существует практически линейная зависимость между углом поворота и моментом, при определении угловой жесткости шины в статике, рад.

Из зависимости (2) следует:

$$R_{ki} = \frac{1}{\sim_i \cdot \alpha_i} \quad (4)$$

Если определены радиус кривизны траектории качения средней линии шины R_{ki}, то в соответствии с работой [2] момент сопротивления криволинейному движению шины определяется (5):

$$M_i = c_{\mu i} \cdot \theta_{ki} \quad (5)$$

$$\_ _{ki} = \frac{a_i + 2x}{4 \cdot R_{ki}} \quad (6)$$

где $C_{\mu i}$ – угловая жесткость шины, Нм/рад;

x – смещение центра поворота отпечатка относительно его геометрического центра, м.

При повороте относительно центра масс x = 0, $0 \le x \le 0{,}5 l_T$

Скоростной момент M_v сопротивления криволинейному движению от действия центробежной силы не учитывается, т.к. он одинаков для обоих вариантов относительного поворота.

Суммарный момент сопротивления криволинейному движению при повороте относительно центра масс равен сумме суммарных моментов передних и задних колес трехосного автомобиля.

$$\sum_{i=1}^{6} M = \sum_{i=1}^{4} M_{з.к} + \sum_{i=1}^{2} M_{п.к.} \quad (7)$$

Момент, создаваемый задними колесами:

$$\sum_{i=1}^{4} M_{з.к} = M_3 + M_4 + M_5 + M_6 \quad (8)$$

$$M_{\text{i}} = \frac{1}{4} c_{\mu i} \cdot a_i \cdot \sim_i \cdot \text{a}_i \quad (9)$$

Момент, создаваемый передними колесами:

$$\sum_{i=1}^{2} M_{п.к} = M_1 + M_2 \quad (10)$$

$$M_1 = \frac{1}{4} c_{\mu 1} \cdot a_1 \cdot \sim_1 \cdot l_1 \cdot d \cdot \_ _1 \cdot k_{ci} \quad (11)$$

$$M_2 = \frac{1}{4} c_{\mu 2} \cdot a_2 \cdot \sim_2 \cdot l_2 \cdot d \cdot \_ _1 \cdot k_{c2} \quad (12)$$

Сопротивление относительному повороту вокруг точки А (рис. 1)

За время поворота продольной оси автомобиля на угол $d\psi$ произойдет не максимальная угловая деформация отпечатка 4-го и 6-го колес, определяемая уравнением (6), а частичная, определяемая уравнением (13) из [2]:

$$\_ _x = \frac{2x}{4 \cdot \circ_x} \quad (13)$$

$$x = B \cdot d \cdot \_ _2, \quad \circ_x = B \quad (14)$$

$$d \cdot \_ _2 = \dot{\cdot} \cdot dt \quad (15)$$

где $\dot{\cdot}$ – угловая скорость поворота продольной оси автомобиля, 1/с;

$$\_ _x = \frac{2 \cdot B \cdot \dot{\cdot} \cdot dt}{4B} = \frac{1}{2} \dot{\cdot} \cdot dt \quad (16)$$

Из работы [4]:

$$\dot{\cdot} = \frac{V_a}{\circ_\partial} \quad (17)$$

где $\circ_\partial$ – действительный радиус кривизны траектории, определяемый методом, предложенным в работе [4].

$$\_ _x = \frac{V_a}{4 \circ_\partial} \cdot dt \quad (18)$$

В этом случае момент, создаваемый колесами 4 и 6 (рис. 1) будет определяться (19):

$$M_4 = M_6 = c_{\mu 4} \cdot \_ _x = c_{\mu 4} \cdot \frac{V_a}{4 \circ_\partial} \cdot dt \quad (19)$$

Момент, создаваемый колесами 3 и 5 (рис. 1), аналогично уравнению (9), определяется уравнением (20):

$$M_3 = M_5 = c_{\mu 3} \cdot \bar{}_x = c_{\mu 3} \cdot \frac{V_a}{4 \circ_{\partial}} \cdot dt \qquad (20)$$

$$M_i = \frac{1}{4} c_{\mu i} \cdot a_i \cdot \sim_i \cdot \mathrm{a}_i = \frac{1}{4} c_{\mu i} \cdot a_i \cdot \sim_i \frac{l_T}{2} \cdot d \cdot = \frac{1}{8} c_{\mu i} \cdot a_i \cdot \sim_i \cdot l_T \cdot \dot{\cdot} \cdot k_{ci} \cdot dt \qquad (21)$$

Момент, создаваемый колесами 1 и 2, определяется уравнением (22), аналогично уравнениям (10)-(12):

$$M_1 = \frac{1}{4} c_{\mu 1} \cdot a_1 \cdot \sim_1 \cdot \mathrm{a}_1 \cdot k_{ci} = \frac{1}{4} c_{\mu 1} \cdot a_1 \cdot \sim_1 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{V_a}{\circ_{\partial 1}} \cdot k_{c1} \cdot dt \qquad (22)$$

$$M_2 = \frac{1}{4} c_{\mu 2} \cdot a_2 \cdot \sim_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{V_a}{\circ_{\partial 2}} \cdot k_{c2} \cdot dt \qquad (23)$$

Для второго варианта (поворот вокруг точки «А») суммарный момент сопротивления криволинейному движению (без учета скоростного момента) равен сумме моментов, определяемой уравнениями (19), (20), (21), (22) и (23).

Для сравнения суммы моментов сопротивления криволинейному движению относительно центра масс и точки А (рис. 1) были использованы данные работы [4] для автомобиля КрАЗ-6322. Исходные данные соответствуют движению входа в поворот через одну секунду после начала поворота. В результате исследования суммарный момент сопротивления криволинейному движению относительно центра масс:

$$\sum_{i=1}^{6} M_{цм} = 10783 \text{ Нм};$$

суммарный момент сопротивления криволинейному движению относительно точки «А», рис.1:

$$\sum_{i=1}^{6} M_{"A"} = 3460 \text{ Нм};$$

Как видно, для автомобиля 6х6 КрАЗ-6322 момент сопротивления криволинейному движению при повороте относительно центра масс (как системы с эластичными шинами) в три раза больше, чем относительно точки «А». Автомобиль как свободная система на плоскости дороги, будет совершать поступательное и вращательное движение по той траектории, сопротивление по которой наименьшее с учетом сопротивления, заданного водителем управляемыми колесами.

Выводы

При составлении дифференциальных уравнений движения трехосного автомобиля по криволинейной траектории, необходимо момент инерции автомобиля определять не относительно центра масс, а относительно той точки, где момент сопротивления криволинейному движению при повороте будет иметь меньшее значение.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шимми переднего колеса трехколесного шасси : Труды ЦАГИ, № 564 / М. В. Келдыш. – М., 1945.

2. Редчиц, В. В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса / В. В. Редчиц // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 3. – С. 28-30.

3. Редчиц, В. В. Расчетно-экспериментальный метод определения кинематических коэффициентов пневматических шин в уравнении неголономных связей / В. В. Редчиц, А. А. Голобородько // Автомобильный транспорт. – 2001. – Вып. 7-8. – С. 129-134.

4. Редчиц, В. В. Исследование управляемости трехосных автомобилей при маневре «перестановка» / В. В. Редчиць, Е. В. Головина, О. Ф. Кораблев // Нові технології. – 2011. – № 4 (34) – С. 80-87.

Отримано редакцією 24.09.2012 р.

Кальченко Борис Іванович, д.т.н., проф. кафедри «Транспорт і транспортні технології».
Редчиць Валентин Володимирович, к.т.н., проф. кафедри «Транспорт і транспортні технології».
Головіна Олена Валентинівна, доц. кафедри «Транспорт і транспортні технології».
Кременчуцький університет економіки, інформаційних технологій та управління.