

УДК 629.113.075:629.114.4

ЦЕНТР ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОВОРОТА ТРЕХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

**В.В. Редчиц, профессор, к.т.н., Б.И. Кальченко, профессор, д.т.н.,
Е.В. Головина, доцент, Кременчужский университет экономики, информационных технологий и управления**

Аннотация. В результате проведенных исследований показано, что для трехосного автомобиля центром относительного вращения при плоскопараллельном движении является не центр масс автомобиля, а точка, расположенная на оси задней тележки на расстоянии половины колеи от продольной оси.

Ключевые слова: центр относительного поворота, пятно контакта шины, угловая деформация, кривизна траектории, угловая и боковая жесткости.

ЦЕНТР ВІДНОСНОГО ПОВОРОТУ ТРИВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

**В.В. Редчиць, професор, к.т.н., Б.І. Кальченко, професор, д.т.н.,
О.В. Головіна, доцент, Кременчуцький університет економіки, інформаційних технологій і управління**

Анотація. У результаті проведених досліджень показано, що для тривісного автомобіля центром відносного обертання при плоскопаралельному русі є не центр мас автомобіля, а точка, розташована на осі заднього візка на відстані половини колії від поздовжньої осі.

Ключові слова: центр відносного обертання, пляма контакту шини, кутова деформація, кривина траєкторії, кутова і бокова жорсткості.

CENTER OF RELATIVE TURN OF THE THREE AXIAL VEHICLE

**V. Redchits, Professor, Candidate of Technical Science,
B. Kalchenko, Professor, Doctor of Technical Science,
E. Golovina, Associate Professor,
Kremenchuk University of Economics, Information Technologies and Management**

Abstract. As a result of undertaken studies it is shown that for a three-axial vehicle the center of relative rotation at flat motion is not the barycenter of the vehicle, but the point located on the axis of the rear boggy at the distance of half of the track from the longitudinal axis.

Key words: center of relative rotation, contact spot, angular deformation, curvature of trajectory, angular and lateral inflexibility.

Введение

При исследовании управляемости и устойчивости автомобилей традиционно принимается автомобиль 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 положени-

ем 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 вращатель-

ное относительно того центра, относительно которого затрата энергии будет минимальной. Исследования, проведенные в работах [1–4], позволяют определить положение этого центра.

Анализ публикаций

В результате проведенного анализа более 30 публикаций по исследованию криволинейного движения колесных машин (работы Д.А. Антонова, Я.Е. Фаробина, А.В. Петрова, А.А. Веремчука, А.В. Григоращенко и др.) установлено, что авторы за центр относительного поворота принимали центр масс и момент инерции определяли относительно него.

Если предположить, что центром поворота колесной машины будет другая точка, то момент инерции относительно нее будет равен сумме моментов инерции относительно центра масс плюс произведение полной массы на квадрат расстояния от центра масс до этой точки. Тогда это внесет существенные коррективы в систему дифференциальных уравнений криволинейного движения колесной машины и в точность расчета получаемых результатов [3].

Цель и постановка задачи

Целью исследований является определение положения центра относительного поворота трехосного автомобиля, движущегося по криволинейной траектории.

Соппротивление 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 задней тележки будет определяться уравнениями (1)

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \lambda_2 = l_1 \cdot d\psi \cdot k_{ci}, \\ \lambda_3 &= \lambda_4 = (l_2 - 0,5l_T) \cdot d\psi_1 \cdot k_{ci}, \\ \lambda_5 &= \lambda_6 = (l_2 - 0,5l_T) \cdot d\psi_1 \cdot k_{ci}, \end{aligned} \quad (1)$$

где k_{ci} – учитывает «сгеер» (псевдоскольжение в отпечатке); $k_{ciH} = \frac{R_{z0i}}{R_{zTi}}$ – для колес

наружного борта; $k_{ciB} = \frac{1}{k_{ciH}}$ – для колес внутреннего борта; R_{zTi} – текущая нагрузка на колесо; R_{z0i} – нагрузка на это же колесо в статике.

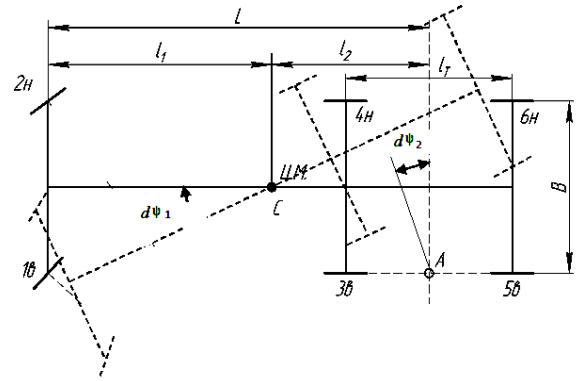


Рис. 1. Расчетная схема поворота трехосного автомобиля

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

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

где α_i – кинематический коэффициент, определяемый по зависимости (3) из работы [3], $1/m^2$.

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

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

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

Если определены радиус кривизны траектории качения средней линии шины R_{ki} , то, в соответствии с работой [2], момент сопро-

тивления криволинейному движению шины определяется (5):

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

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

где $c_{\omega i}$ – угловая жесткость шины, Нм/рад; x – смещение центра поворота отпечатка относительно его геометрического центра, м. При повороте относительно центра масс $x = 0$, $0 \leq x \leq 0,5l_T$.

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

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

$$M_i = \frac{1}{4} c_{\omega i} \cdot a_i \cdot \alpha_i \cdot \lambda_i. \quad (9)$$

Момент, создаваемый передними колесами

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

$$M_1 = \frac{1}{4} c_{\omega 1} \cdot a_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_1 \cdot d\psi_1 \cdot k_{ci}, \quad (11)$$

$$M_2 = \frac{1}{4} c_{\omega 2} \cdot a_2 \cdot \alpha_2 \cdot l_2 \cdot d\psi_1 \cdot k_{c2}. \quad (12)$$

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]

$$\theta_k = \frac{2x}{4 \cdot \rho_x}, \quad (13)$$

$$x = B \cdot d\psi_2, \quad \rho_k = B, \quad (14)$$

$$d\psi_2 = \dot{\psi} \cdot dt, \quad (15)$$

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

$$\theta_k = \frac{2 \cdot B \cdot \dot{\psi} \cdot dt}{4B} = \frac{1}{2} \dot{\psi} \cdot dt. \quad (16)$$

Из работы [4]

$$\dot{\psi} = \frac{V_a}{\rho_d}, \quad (17)$$

где ρ_d – действительный радиус кривизны траектории, определяемый методом, предложенным в работе [4].

$$\theta_k = \frac{V_a}{4\rho_d} \cdot dt. \quad (18)$$

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

$$M_4 = M_6 = c_{\omega 4} \cdot \theta_k = c_{\omega 4} \cdot \frac{V_a}{4\rho_d} \cdot dt. \quad (19)$$

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

$$M_3 = M_5 = c_{\omega 3} \cdot \theta_k = c_{\omega 3} \cdot \frac{V_a}{4\rho_d} \cdot dt \quad (20)$$

$$M_i = \frac{1}{4} c_{\omega i} \cdot a_i \cdot \alpha_i \cdot \lambda_i = \frac{1}{4} c_{\omega i} \cdot a_i \cdot \alpha_i \cdot \frac{l_T}{2} \cdot d\psi = \\ = \frac{1}{8} c_{\omega i} \cdot a_i \cdot \alpha_i \cdot l_T \cdot \dot{\psi} \cdot k_{ci} \cdot dt. \quad (21)$$

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

$$M_1 = \frac{1}{4} c_{\omega 1} \cdot a_1 \cdot \alpha_1 \cdot \lambda_1 \cdot k_{ci} =$$

$$= \frac{1}{4} c_{\omega 1} \cdot a_1 \cdot \alpha_1 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{V_a}{\rho_{d1}} \cdot k_{c1} \cdot dt; \quad (22)$$

$$M_2 = \frac{1}{4} c_{\omega 2} \cdot a_2 \cdot \alpha_2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot \frac{V_a}{\rho_{d2}} \cdot k_{c2} \cdot dt. \quad (23)$$

Для второго варианта (поворот вокруг точки A) суммарный момент сопротивления криволинейному движению (без учета скоростного момента) равен сумме моментов, определяемой уравнениями (19)–(23).

Для сравнения суммы моментов сопротивления криволинейному движению относительно центра масс и точки A (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 A (рис. 1)

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

Как видно, для автомобиля 6×6 КрАЗ-6322 момент сопротивления криволинейному движению при повороте относительно центра масс (как системы с эластичными шинами) в три раза больше, чем относительно точки A . 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. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси: Труды ЦАГИ / М.В. Келдыш. – 1945. – №564. – С. 34.
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: сб. науч. тр. – 2001. – Вып. 7–8. – С. 129–134.
4. Редчиц В.В. Исследование управляемости трехосных автомобилей при маневре «переставка» / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, О.Ф. Кораблев // Нові технології. Науковий вісник КУЕІТУ. – 2011. – №4(34). – С. 80–87.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 27 ноября 2013 г.