

А.Е. Бондаренко

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

АНАЛИЗ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЯ С ЗАКРЕПЛЕННЫМ РУЛЕВЫМ УПРАВЛЕНИЕМ И УЧЕТОМ КОЛЕИ

Проведен анализ поворачиваемости модели четырехколесного автомобиля с закрепленным рулевым управлением и учетом колеи. Описана и применена соответствующая коррекция продольных составляющих скоростей центров колес, составлены уравнения движения, приведены нелинейные уравнения поворачиваемости велосипедной модели экипажа.

Ключевые слова: автомобиль, поворачиваемость, колея, уравнение движения, углы увода, рулевое управление, скорость.

А. Є. Бондаренко

Одеська державна академія будівництва і архітектури

АНАЛІЗ ПОВОРОТНОСТІ МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЯ З ЗАКРІПЛЕНИМ РУЛЬОВИМ УПРАВЛІННЯМ ТА УРАХУВАННЯМ КОЛІЇ.

Проведено аналіз поворотності моделі чотириколісного автомобіля з закріпленим рульовим управлінням та урахуванням колії. Описана і застосована відповідна корекція поздовжніх складових швидкостей центрів коліс, складені рівняння руху в стаціонарному режимі руху та проведено порівняння з велосипедної моделлю.

Ключевые слова: автомобіль, поворотність, колія, рівняння руху, кути відведення, рульове управління, швидкість.

A. Bondarenko

Odessa State Academy of Construction and Architecture

THE ANALYSIS OF THE UNDERSTEER CAR MODEL WITH FIXED STEERING AND GIVEN THE TRACK.

The analysis of the understeer of four-wheeled model car with fixed steering and accounting track. Described and applied the relevant correction to the longitudinal components of the velocities of the centers of the wheels, is composed of the equations of motion in a stationary mode of motion and a comparison with the Bicycle model.

Keywords: the car, the steering, the track, the equation of motion, angles of withdrawal, power steering, speed.

Постановка проблеми.

Учет колеи с точки зрения теории увода сводится к коррекции продольных составляющих скорости центров колес – колеса внешнего ряда (внешние по отношению к центру поворота) получают дополнительную положительную продольную составляющую $H \cdot \omega$, а внутреннего ряда – отрицательную $-H \cdot \omega$. Это связано с относительным вращательным движением при учете колеи.

Результаты исследований.

Колеса первого ряда совершают относительное вращательное движение вокруг полюса A , колеса второго ряда вокруг полюса B , см. рис. 1.

Определение скоростей псевдопроскальзывания в точках контакта колес с опорной поверхностью:

- скорость любой точки тела в плоскопараллельном движении складывается из скорости полюса (поступательное движение вместе с полюсом) и скорости точки относительно полюса (скорость вращательного движения вокруг полюса);

- за полюс выбирается центр масс автомобиля, он имеет скорость $\{v, u\}$, где v - продольная, а u - поперечная составляющая проекции скорости центра масс.

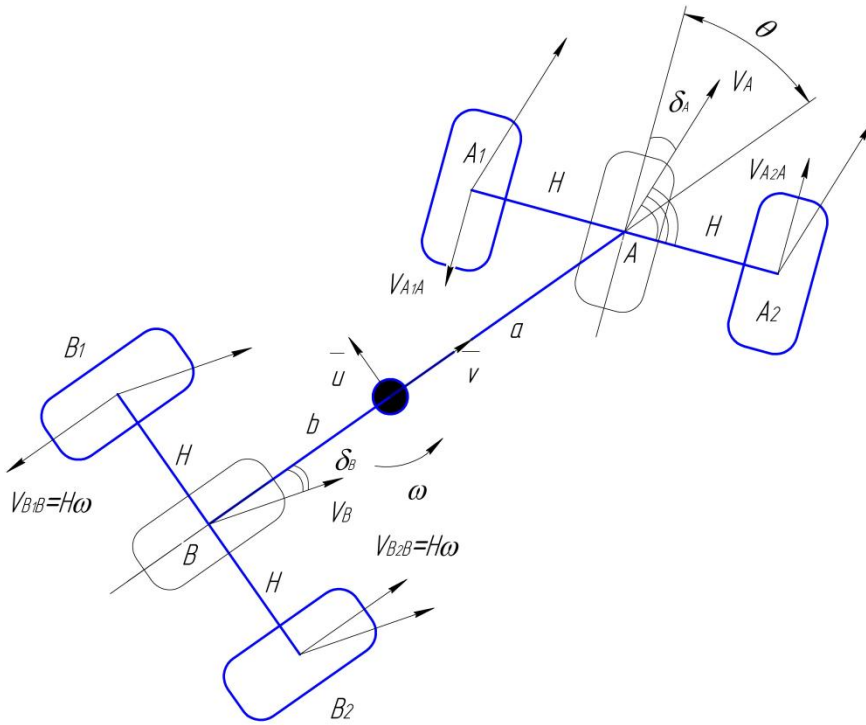


Рис. 1. Схема плоской модели автомобиля с учетом колес

Так, скорости центров колес переднего ряда A_1, A_2 определяются в виде суммы скорости соответствующего полюса и скорости относительного движения точек A_1, A_2 относительно полюса:

$$\vec{V}_{A1} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A1A}; \quad \vec{V}_{A2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A2A}. \quad (1)$$

Векторы скорости относительного движения V_{A1A}, V_{A2A} совпадают по модулю и противоположны по направлению

$$V_{A1A} = V_{A2A} = H \cdot \omega. \quad (2)$$

Углы увода определяются соотношениями:

$$\begin{aligned} \delta_{B1} &= \frac{-u+wb}{v-H\omega}; & \delta_{A1} &= \theta - \frac{u+a\omega}{v-H\omega}; \\ \delta_{B2} &= \frac{-u+wb}{v+H\omega}; & \delta_{A2} &= \theta - \frac{u+a\omega}{v+H\omega}, \end{aligned} \quad (3)$$

которые при малых значениях ω эквивалентны δ_B и δ_A :

$$\frac{-u+b\omega}{V \pm H\omega} = \frac{-u+b\omega}{V} (1 \pm H\omega/V)^{-1} \approx \frac{-u+b\omega}{V};$$

$$(1 \pm H\omega/V)^{-1} \approx 1 \mp H\omega/V \approx 1;$$

$$-\frac{u+a\omega}{V \pm H\omega} \approx -\frac{u+a\omega}{V}. \quad (4)$$

$$\delta_B = \frac{-u + b\omega}{V}; \quad \delta_A = \theta - \frac{u + a\omega}{V}. \quad (5)$$

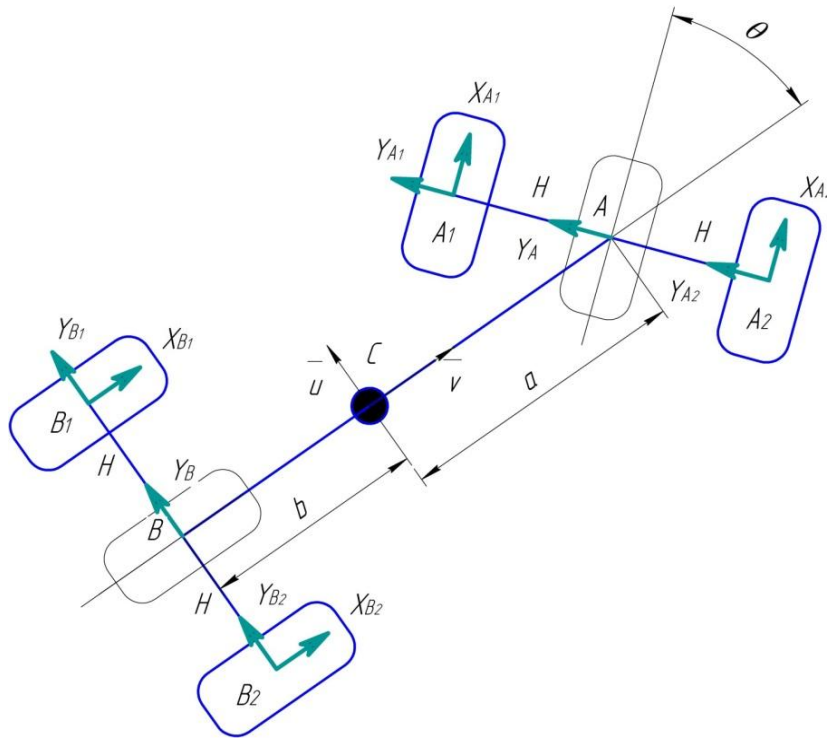


Рис. 2. Схема сил в плоской модели автомобиля с учетом колес

Уравнения движения в подвижной системе координат имеют тот же вид, что и в неподвижной системе. Ускорение в подвижной системе координат определяется как сумма "местной" производной вектора скорости центра масс и векторного произведения угловой скорости подвижной системы координат и вектора скорости центра масс.

Линеаризованные уравнения движения модели автомобиля с учетом колес имеют вид:

$$\begin{aligned} m(\dot{u} + \omega V) &= Y_{A_1} + Y_{A_2} + Y_{B_1} + Y_{B_2}; \\ I_C \dot{\omega} &= a(Y_{A_1} + Y_{A_2}) - b(Y_{B_1} + Y_{B_2}), \end{aligned} \quad (6)$$

где геометрические и инерционные параметры жесткой модели автомобиля:

a ; b - расстояние от центра масс автомобиля до передней (управляемой) оси и задней оси;

A ; B - расстояние от центра масс до переднего и заднего габаритного края автомобиля;

H - расстояние от центра оси до колеса;

m - масса автомобиля;

I_C - момент инерции автомобиля относительно центральной вертикальной оси;

фазовые переменные жесткой модели автомобиля:

v - продольная составляющая проекции скорости центра масс;

u - поперечная составляющая проекции скорости центра масс;

ω - угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси;

система дифференциальных уравнений движения в плоскости дороги (u , ω , ψ , x , y):

ψ - курсовой угол; x , y - координаты центра масс автомобиля в плоской неподвижной системе координат.

Определение поперечных сил при взаимодействии колеса с опорной поверхностью (в пятне контакта):

Y_{11} , Y_{12} , Y_{21} , Y_{22} - поперечные силы (силы увода); k_{ij} - коэфф. увода на осях; f_{ij} - коэфф. сцепления при определении боковых сил увода; θ - устанавливаемый угол поворота колес

управляемого модуля;
силы увода:

$$\begin{aligned} Y_{11} &= k_{11} \cdot \delta_{11} / \sqrt{1 + ((k_{11} \cdot \delta_{11}) / (Z_{11} \cdot f_{i1}))^2}; \\ Y_{12} &= k_{12} \cdot \delta_{12} / \sqrt{1 + ((k_{12} \cdot \delta_{12}) / (Z_{12} \cdot f_{i1}))^2}; \\ Y_{21} &= k_{21} \cdot \delta_{21} / \sqrt{1 + ((k_{21} \cdot \delta_{21}) / (Z_{21} \cdot f_{i2}))^2}; \\ Y_{22} &= k_{22} \cdot \delta_{22} / \sqrt{1 + ((k_{22} \cdot \delta_{22}) / (Z_{22} \cdot f_{i2}))^2}; \end{aligned} \quad (7)$$

вертикальные реакции опоры на колеса автомобиля:

$$\begin{aligned} Z_{11} &= m \cdot g \cdot b / (2 \cdot l) - m \cdot v \cdot \omega \cdot b \cdot h / (l \cdot (2 \cdot H)); \\ Z_{12} &= m \cdot g \cdot b / (2 \cdot l) + m \cdot v \cdot \omega \cdot b \cdot h / (l \cdot (2 \cdot H)); \\ Z_{21} &= m \cdot g \cdot a / (2 \cdot l) - m \cdot v \cdot \omega \cdot a \cdot h / (l \cdot (2 \cdot H)); \\ Z_{22} &= m \cdot g \cdot a / (2 \cdot l) + m \cdot v \cdot \omega \cdot a \cdot h / (l \cdot (2 \cdot H)); \end{aligned} \quad (8)$$

Предположение о постоянстве продольной составляющей скорости центра масс.

Для велосипедной модели двухосного автомобиля кривая поворачиваемости определяется соотношением

$$\theta = l / R + \delta_1 - \delta_2 = l / R - G(Y), \quad (9)$$

где функция $G(Y) = (\delta_2 - \delta_1)$; $\delta_1 = F_1(Y)$; $\delta_2 = F_2(Y)$.

Для случая совпадающих поперечных коэффициентов сцепления имеем:

$$G\left(\frac{a_y}{g}\right) = - \frac{K_U a_y}{g \sqrt{1 - \frac{a_y^2}{\phi^2 g^2}}} \quad (10)$$

где K_U - градиент недостаточной поворачиваемости выражается через безразмерные коэффициенты сопротивления увода на передней и задней осях автомобиля

$$K_U = \frac{k k_2 - k k_1}{k k_1 \cdot k k_2}. \quad (10)$$

Выводы.

Полученные аналитические выражения в дальнейшем позволят на основе численного моделирования (при помощи математического пакета численно-аналитических преобразований «Maple») построить диаграмму поворачиваемости для четырехколесного автомобиля в виде дискретных точек $(\theta_i, v_i^2/R)$, где $i = 1, 2, \dots, n$ - количество численных экспериментов.

Значения скорости v_i следует выбирать из интервала от 0 до критической скорости (если она существует) и для неё найти значение поворота колес θ_i , обеспечивающего движение по окружности заданного радиуса ($R = 30$ м). Результаты численного моделирования будут сопоставлены с результатами, полученными в аналитическом виде для велосипедной модели.

Литература

1. Рокар И. Неустойчивость в механике – М.: Изд-во иностр. лит. 1959. – 288 с.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
4. Gillespie, Thomas D., Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc. 1992 – 470 p.
5. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машиздат; 1947. – 156 с.
6. "Passenger Cars—Steady-state circular driving behaviour—Open Loop test procedure", ISO 4138.
7. Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. – Киев: Наук. думка, 1990 – 232 с.
- 8 Вербицкий В. и др. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути: Монография/ В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко, М. Ситаж. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 255 с.

Стаття надійшла до редакції 24.02.2016