

УДК 629.113

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ
МОБИЛЬНОГО СРЕДСТВА

Прядкин В.И., Артёмов А.В., Христофорова Е.С.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный
лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»

Email: vip16.vglta@mail.ru

Аннотация: В статье представлена методика определения параметров устойчивости движения мобильного средства при выполнении маневра «Поворот». Определены выходные параметры шин, влияющие на управляемость автомобиля. Для решения дифференциальных уравнений кинематики поворота колесной машины применен численный метод Рунге-Кутты второго порядка. Разработана компьютерная программа для расчета параметров устойчивости колесной машины.

Ключевые слова: моделирование поворота, криволинейное движение, математическое моделирование, метод Рунге-Кутты, характеристика шины, управляемость, компьютерная программа, компьютерный эксперимент.

THE SIMULATION METHOD OF HANDLING MOBILE

Pryadkin V.I., Artemov A.V., Khristoforova E.S.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education

«Voronezh State Forestry University. G.F. Morozova»

Email: vip16.vglta@mail.ru

Summary: The article presents a method of determining the parameters of stability of the mobile vehicle when performing the maneuver "Turn". The output parameters of the tires that affect the handling of the car are determined. For the solution of differential equations of kinematics of rotation of a wheel vehicle applied numerical method Runge-Kutta of the second order. The computer program for calculation of parameters of stability of the wheel car is developed.

Keywords: rotation modeling, curvilinear motion, mathematical modeling, Runge-Kutta method, tire characteristics, controllability, computer program, computer experiment.

ВВЕДЕНИЕ

Согласно ГОСТ 37.001.051-86 управляемость и устойчивость – это свойство транспортного средства подчиняться траекторному и курсовому управлению, а также сохранять в заданных во времени или пути пределах направление движения и ориентацию продольной и вертикальной осей независимо от действия внешних и инерционных сил [1].

С управляемостью автомобиля связывают три его основные системы [2]:

- рулевое управление;
- тормозная система;
- ходовая часть.

Рассматривая данные системы можно отметить, что рулевое управление и тормозная система оказывают прогнозируемое влияние на управляемость колесной машины. Показатели управляемости, связанные с данными системами, закладываются еще на стадии проектирования и производства автомобиля, а варьирование данного показателя может быть обусловлено только лишь изменением технического состояния данных систем.

Существенное влияние на управляемость колесной машины оказывают выходные характеристики шин. Шина является подсистемой колесной машины, взаимодействующей с дорожными покрытиями выполняющей функции поддерживающего, направляющего элемента и движителя [3-5].

В связи с этим оценка параметров управляемости мобильных колесных средств по выходным характеристикам шин является актуальной задачей [6].

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью данного исследования является разработка методики моделирования управляемости мобильных средств [7].

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить наиболее важные параметры, влияющие на управляемость колесных машин;
- определить влияние выходных характеристик шин на управляемость колесных машин;
- составить методику расчета параметров управляемости колесной машины и разработать математическую модель для проведения имитационного моделирования.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для изучения влияния параметров шин на скольжение и опрокидывание

при резком повороте разработана и исследована трехмерная математическая модель движения легкового автомобиля. [8, 9].

В основу моделирования процесса поворота автомобиля были использованы методы классической механики. В качестве объекта исследования выбрано мобильное средство с высоко расположенным центром тяжести, что позволяет рассмотреть при движении в повороте как режим скольжения, так и режим опрокидывания.

В разрабатываемой модели мобильное средство представляется в качестве твердого тела, которое перемещается в трехмерном пространстве. Взаимодействие объекта с опорной поверхностью осуществляется в четырех точках – со стороны колес (рис. 1).

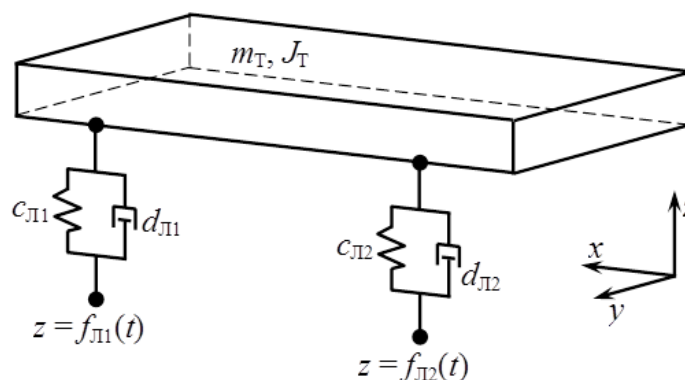


Рисунок 1 – Расчетная схема для построения трехмерной динамической модели колесной машины (изображены колеса левого борта)

Автомобиль имеет массу m и момент инерции J , который рассчитывается для текущей оси вращения в каждый момент времени.

Для первых оценочных исследований используем упрощенную модель колеса: предположим, что изменение расстояния от корпуса до опорной поверхности связано с одновременной, эффективной, работой шины и подвески.

Пространственное положение мобильного средства описывается декартовыми координатами центра масс (x, y, z) и углами отклонения локальной системы координат, имеющей начало в центре масс мобильного средства от базовой системы координат. $(\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z)$.

Движение мобильного средства при совершении маневра «Поворот» описано системой дифференциальных уравнений (1). Данная система составлена на основании законов динамики поступательного и вращательного движения тела.

$$\left\{ \begin{array}{l} m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 F_{\text{Л}i}^x + \sum_{i=1}^2 F_{\text{П}i}^x; \\ m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 F_{\text{Л}i}^y + \sum_{i=1}^2 F_{\text{П}i}^y; \\ m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -m_k \cdot g + \sum_{i=1}^2 F_{\text{Л}i}^z + \sum_{i=1}^2 F_{\text{П}i}^z; \\ J_x \frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 M^x(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^2 M^x(F_{\text{П}i}); \\ J_y \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 M^y(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^2 M^y(F_{\text{П}i}); \\ J_z \frac{\partial^2 \varphi_z}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^2 M^z(F_{\text{Л}i}) + \sum_{i=1}^2 M^z(F_{\text{П}i}), \end{array} \right. \quad (1)$$

где t – время; $F_{\text{Л}i}$ и $F_{\text{П}i}$ – силы, передаваемые от колес к раме мобильного средства; M_i – моменты перечисленных выше сил относительно оси i .

Сила реакции опорного основания, передаваемая через колесо на раму мобильного средства рассчитывается в приближении вязкоупругого взаимодействия [6]:

$$F_i^z = c_i (z_{\text{П}i}(x_i, y_i) + R_K - z_{K_i}) - d_i \left(\frac{\partial z_{\text{П}i}(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{K_i}}{\partial t} \right), \quad (2)$$

где i – индекс колеса; $z_{\text{П}i}(x, y)$ – вертикальная координата поверхности под колесом; z_{K_i} – координата оси колеса мобильного средства R_K – радиус колеса; c_i , d_i – коэффициенты жесткости и демпфирования вязкоупругого шины.

При моделировании процесса поворота мобильного средства принимаем в качестве опорного основания ровную горизонтальную опорную поверхность, то есть функции $f_i(t)$ на рисунке 1 тождественно равны нулю [7, 8].

Помимо вертикальной составляющей силы F_z , действующей на колеса, также действуют силы сцепления с покрытием дороги в горизонтальной плоскости: продольная F_x и боковая F_y ,

Принимаем, что поперечная составляющая сил сцепления колеса с опорным основанием обеспечивает устойчивость мобильного средства к боковому скольжению. Также со стороны ведущих колес на мобильное средство действуют силы тяги.

Комплексное действие описанных сил приводит к перемещению смоделированного мобильного средства в заданном трехмерном пространстве [10, 11].

Для описания продольной и боковой составляющих сил высокой физической адекватностью обладает формула Пасейки [12].

Зависимость боковой силы P_y от угла увода колеса α_0 описываем в виде:

$$F_y(\alpha_0) = D \sin[C \cdot \arctg\{B \cdot \varphi\}] + S_v; \quad (3)$$

$$\varphi = (1 - E) \cdot \alpha + \frac{E}{B} \arctg(B \cdot \alpha); \quad (4)$$

$$\alpha = \alpha_0 + S_H, \quad (5)$$

где D, C, B, S_v, E, S_H – параметры формулы Пасейки.

Для определения коэффициентов формулы Пасейки используются аппроксимирующие коэффициенты a_i , для случая чистого проскальзывания, где $i = \overline{0, 14}$, определяемые из уравнений:

$$C = a_0; \quad (6)$$

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z; \quad (7)$$

$$B = \frac{B \cdot C \cdot D}{(C \cdot D)}; \quad (8)$$

$$E = a_6 F_z + a_7; \quad (9)$$

$$S_h = a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10}; \quad (10)$$

$$S_v = (a_{11} F_z^2 + a_{12} F_z) \gamma + a_{13} F_z + a_{14}, \quad (11)$$

где γ – угол развала.

Для моделирования продольных сил, возникающих в шине в зависимости от величины проскальзывания используется формула Пасейки в виде [12]:

$$F_x = D \cdot \sin[C \cdot \arctg\{B \cdot \varphi\}] + S_v; \quad (12)$$

$$\varphi = (1 - E) \cdot k + \frac{E}{B} \arctg(B \cdot k); \quad (13)$$

$$k = K + S_H; \quad (14)$$

где B – фактор жесткости, C – фактор формы, D – максимальное значение продольной силы, E – фактор кривизны, вертикальный S_v и горизонтальный S_H сдвиги.

Таким образом, математическая модель движения исследуемого мобильного средства представлена в виде системы дифференциальных уравнений вто-

рого порядка. В общем случае, представленная система уравнений не имеет аналитического решения. Объясняется это тем, что такое решение невозможно ввиду необходимости подстановки неаналитических возмущающих функций, действующих со стороны опорной поверхности (в частности, в процессе поворота).

Для решения представленной в модели системы дифференциальных уравнений применяем универсальный численный метод Рунге-Кутты второго порядка. Данный метод численного интегрирования позволяет решить поставленную задачу с необходимой точностью [11].

Численное решение дифференциальных уравнений заключается в дискретизации времени t на равные шаги, нумеруемые переменной τ , с шагом времени Δt . Каждый шаг интегрирования сопровождается расчетом сил и моментов, действующих на модельное мобильное средство (1). Далее, по известным координатам и скоростям движения тел на текущем шаге интегрирования рассчитываются координаты и скорости характерных точек мобильного средства на каждом последующем шаге интегрирования.

Для декартовой составляющей X численное интегрирование производится по следующей системе уравнений:

$$\begin{cases} x_{\tau+1} = x_{\tau} + v_{x\tau} \cdot \Delta t + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ v_{x\tau+1} = v_{x\tau} + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (15)$$

где x_{τ} и $v_{x\tau}$ – координата и скорость движения мобильного средства, имеющего массу m вдоль направления X на предыдущем шаге интегрирования, τ ; x_{τ} и $v_{x\tau}$ – то же, на последующем шаге интегрирования по времени $\tau + 1$.

По мере пересчета предыдущих координат и скоростей в последующие, получают таблично заданные функции зависимости координат от времени и углов ориентации мобильного средства в трехмерном пространстве. Анализ этих функций позволяет оценить боковое смещение автомобиля от заданной траектории и величины крена корпуса мобильного средства, вызванного деформацией шины.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Согласно рассмотренной методики рассмотрение свойства управляемости происходило в два этапа:

- 1) Определение выходных параметров шины;

2) Определение параметров поворота с учетом поведения шины.

В данной модели рассматривается шина 285/55R18, для которой определены следующие параметры Пасейки [12]: $D = -0,898$; $C = -2,584$; $B = 0,4245$ 1/рад; $S_v = -0,1183$; $E = -1,322$ рад; $S_H = 0,1325$ рад.

График функции (3) с данными параметрами приведен на рисунке 2, а график функции (12) с данными параметрами приведен на рисунке 3.

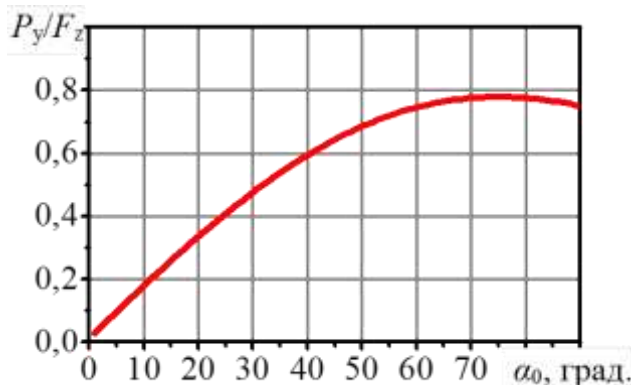


Рисунок 2 – Зависимость боковой силы от угла увода по формуле Пасейки для шины 285/55R18

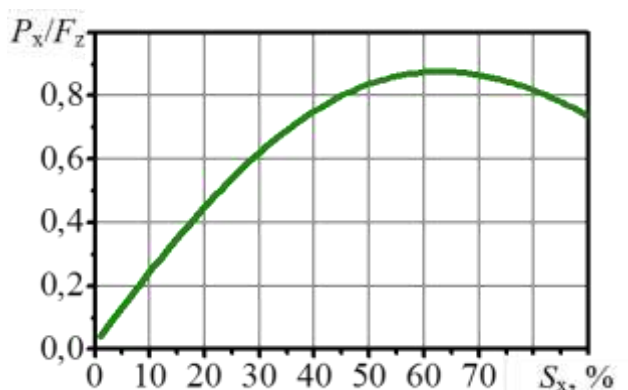


Рисунок 3 – Зависимость продольной силы F_x от величины проскальзывания S_x

Данные зависимости позволяют описать процесс поведения шины при воздействии на нее продольных и поперечных сил.

Для обеспечения возможности быстрого моделирования процесса поворота мобильного средства была разработана компьютерная программа «Программа для моделирования движения легкового автомобиля на повороте» на языке Object Pascal в среде программирования Borland Delphi 7 (рис. 5). Данная программа предназначена для проведения компьютерных экспериментов по оценке управляемости и устойчивости мобильных средств с различными характеристиками и параметрами.

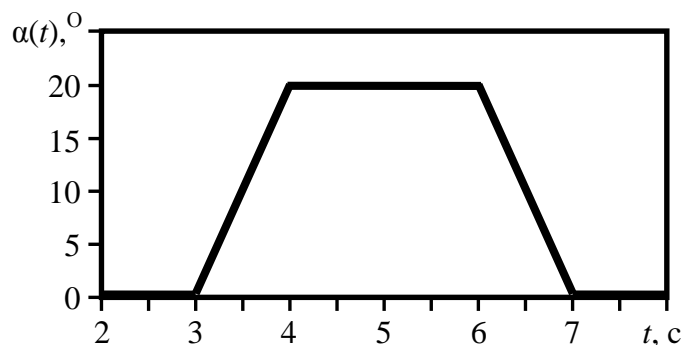


Рисунок 4 – Изменение угла поворота передних колес легкового автомобиля $\alpha(t)$ для реализации поворота в компьютерном эксперименте

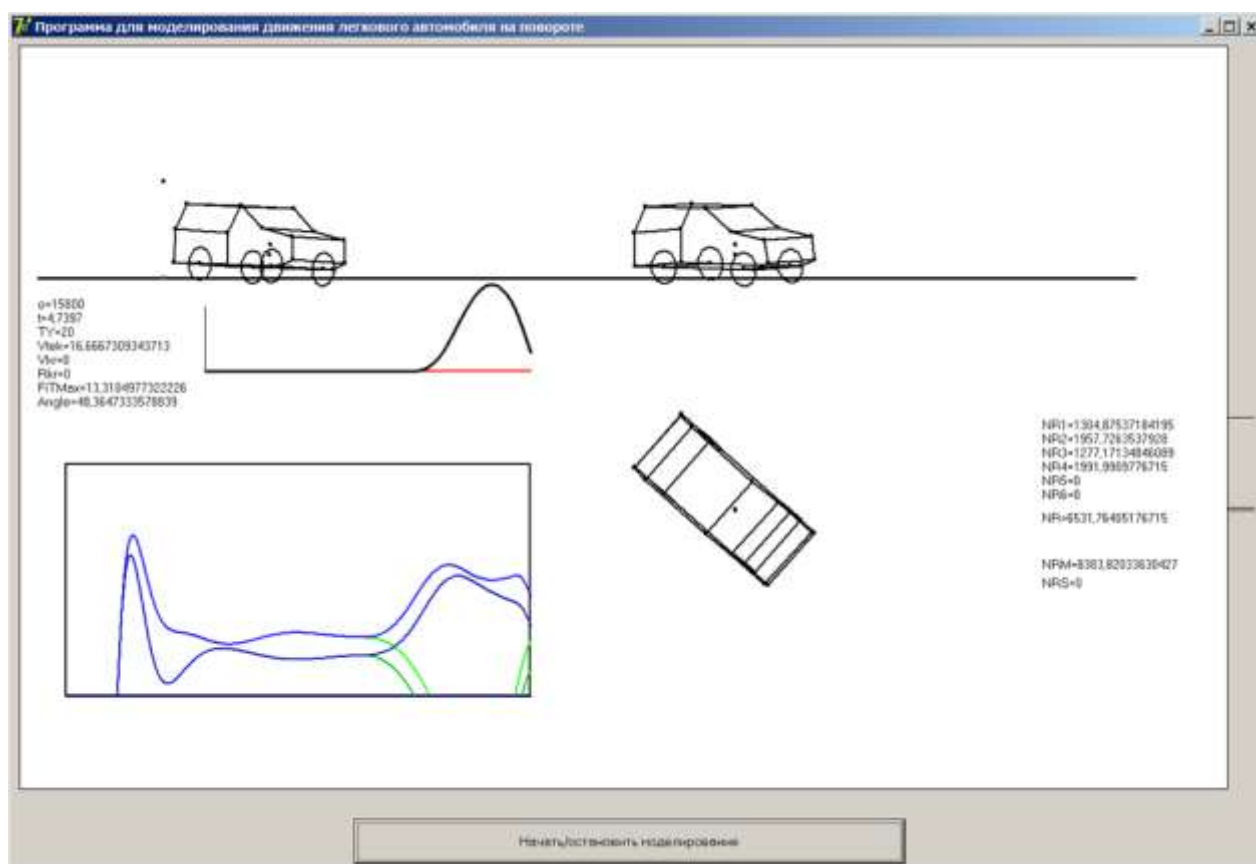


Рисунок 5– Вывод на экран результатов моделирования в разработанной компьютерной программе

Функциональные возможности программы:

– проведение компьютерного эксперимента по оценке устойчивости и управляемости мобильного средства при криволинейном движении по заданному радиусу;

– возможность параметризации модели: геометрические параметры (в зависимости от конструкции), кинематические параметры (скорость движения), динамические параметры (массы и моментов инерции автомобиля и колес),

конструктивные параметры (коэффициенты жесткости и демпфирования для взаимодействия колес с опорной поверхностью), параметры шин (коэффициенты формулы Пасейки);

– отображение на экране схематичного изображения движения модельного мобильного средства в данный период времени в ходе процесса моделирования, построение графиков, описывающих зависимости положения центра масс и отклонение от заданного радиуса поворота в зависимости от времени.

Основные технические ограничения программы: шаг интегрирования дифференциальных уравнений не более 0,0005 с; скорость движения легкового автомобиля при повороте не более 120 км/ч. Программа рассчитана на использование компьютера с процессором не ниже Pentium 2,3 ГГц, и объемом оперативной памяти не менее 1024 Мбайт. Исходный текст программы имеет объем 26 кбайт.

ВЫВОДЫ

1 Разработана трехмерная динамическая модель движения легкового автомобиля, позволяющая воспроизвести скольжение и опрокидывание автомобиля при резком повороте и изучить влияние радиуса поворота, скорости движения и параметров шин на характер движения.

2 Разработана компьютерная программа для моделирования движения легкового автомобиля по ровной опорной поверхности с поворотом с целью определения характера движения автомобиля (скольжение, опрокидывание) в зависимости от параметров шин и условий движения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Гришкевич, А. И. Автомобиль. Теория. [Текст] / А.И. Гришкевич. – Мн. : Высшая школа, – 1986. – 208 с.

2 Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств [Текст] / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – Машиностроение. – 1989. – 240 с.

3 Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины [Текст] / М., Автотрансиздат, – 1960. – 229 с.

4 Автомобильные шины [Текст] / В. Л. Бидерман, Р. Л. Гуслицер, С. П. Захаров и др. М., Госхимиздат. – 1963. – 384 с.

5 Гуслицер, Р. Л. Шины и автомобиль [Текст] / Р. Л. Гуслицер. – М. : НТЦ «НИИШП», 2007. – 284 с.

6 Бычков, В. П. К вопросу об активизации инновационной деятельности на автомобильном транспорте [Текст] / В. П. Бычков, В. И. Прядкин // Автотранспортное предприятие. – 2014. – № 2. – С. 26-29.

7 Зайцев, С. Д. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления [Текст] / С. Д. Зайцев, С. В. Гончаренко, Л. С. Стреблеченко, В. И. Прядкин, А. Б. Костин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № . – С. 29-31.

8. Прядкин В. И., Гурылев Г. С., Русанов А. В., Клысак Г. А. Эффективность применения широкопрофильных шин на мобильных транспортно-технологических средствах // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – 2014. – Вып. 1. – С. 298-303.

9 Goncharenko, S. V. Elastic characteristics of ultralow-pressure tyres under different loading regimes. Part 1 : vertical and lateral loads [Text] / S. V. Goncharenko, V. I. Pryadkin // International Polymer Science and Technology. 2011. T. 38. № 12. pp. 24-26.

10 Поливаев, О. И. Привод ведущего колеса А. с. 1219420 СССР, МКИ В 60К 17/32. [Текст] / О. И. Поливаев, А. Н. Беляев, В. И. Прядкин. – 1986.

11 Мышкис, А. Д. Элементы теории математических моделей [Текст] / А. Д. Мышкис. 3-е изд., испр. – М. : КомКнига. – 2007. – 192 с.

12 Hans B / Pasejka. Tire and Vehicle Dynamics. SAE Edition. Second Edition. 2005. – 642 с.