

УДК 6219.113

Исследование скольжения колес при повороте автомобиля*

В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский

ФГБОУ «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», 603950, Н. Новгород, Российская Федерация, ул. Минина, д. 24.

Studying the wheel slip when turning a car

V.N. Kravets, R.A. Musarskiy

Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Minina str., 24, 603950, Nizhny Novgorod, Russian Federation.

 e-mail: musarsky@list.ru

i При криволинейном движении автомобиля происходит потеря устойчивости и управляемости вследствие отрыва и бокового скольжения колес. В статье на основе концепции пространственной модели колесного транспортного средства с представлением поддресоренной массы в виде твердого тела исследовано боковое скольжение колес, оказывающее решающее влияние на управляемость и устойчивость автомобиля при повороте, что позволяет учесть влияние ее инерции на управляемость и устойчивость. В соответствии с этой концепцией определены и проанализированы процессы бокового скольжения отдельных колес при движении двухосного автомобиля с различными скоростями при криволинейном движении по круговой траектории. Разработана пространственная математическая модель четырехколесного автомобиля. Сравнение расчетного значения критической скорости входа автомобиля в поворот с его нормированной величиной подтвердило адекватность предложенной математической модели.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, твердое тело, пространственная модель, скольжение колес, криволинейное движение, устойчивость, управляемость, критическая скорость.

i The separation and lateral slip of wheels in the curvilinear motion of a two-axle vehicle can cause a loss of stability and controllability. In this paper, a three-dimensional model of a wheeled vehicle with a sprung mass represented in the form of a rigid body is used to study the influence of the vehicle sideslip on its handling and stability taking into account inertia effects. According to this concept, sideslips of individual wheels are determined and analyzed at various speeds of the vehicle in its curvilinear motion along a circular path. A three-dimensional mathematical model of a four-wheeled car is developed. A comparison of the calculated value of the critical speed of a turning car with its normalized value proved the validity of the proposed mathematical model.

Keywords: two-axle vehicle, solid, three-dimensional model, wheel slip, curvilinear motion, stability, controllability, critical speed.

На современном этапе развития мирового и отечественного автомобилестроения одной из основных и актуальных задач является повышение показателей активной безопасности автомобилей. При криволи-

нейном движении автомобиля решающее влияние на его активную безопасность оказывают показатели управляемости и устойчивости.

В отечественной автомобильной науке разрабо-

* Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года № 218).

таны и апробированы методики экспериментального исследования устойчивости управления автомобилем в критических, или нештатных, режимах движения при выполнении маневров «поворот» и «переставка». Устойчивость управления автомобилем в нештатных режимах движения оценивают нормируемыми величинами максимальных скоростей, называемых критическими, при достижении которых движение становится невозможным на размеченных траекториях из-за потери устойчивости. Причинами потери устойчивости и управляемости автомобиля при криволинейном движении, согласно ГОСТ Р 52302–2004, являются отрывы и боковое скольжение колес [1].

Представляет несомненный теоретический и практический интерес возможность моделирования криволинейного движения автомобиля в критических ситуациях. Большими резервами при исследовании устойчивости управления автомобилем обладает пространственная математическая модель, основанная на концепции введения в рассмотрение твердого тела [2, 3] (рис. 1). Концепция характеризуется универсальными свойствами, позволяющими исследовать показатели многих эксплуатационных свойств автомобиля как при прямолинейном, так и криволинейном движении. На ее основе создано много направлений в исследованиях различных устройств, например, для исследования роботов в Институте прикладной математики им. М.В. Келдыша [4].

Цель работы — доказать возможность использования концепции твердого тела для исследования криволинейного движения автомобиля.

Для вывода уравнений движения автомобиля были выбраны одна неподвижная $Oxyz$ и несколько подвижных систем координат $O_1x_1y_1z_1$, $O_2x_2y_2z_2$. Введены следующие обобщенные координаты, однозначно определяющие состояние системы:

α , β — углы продольного и поперечного кренов поддресоренной массы (кузова);

θ — курсовой угол, образованный продольной осью автомобиля O_1x_1 с осью Ox неподвижной системы координат;

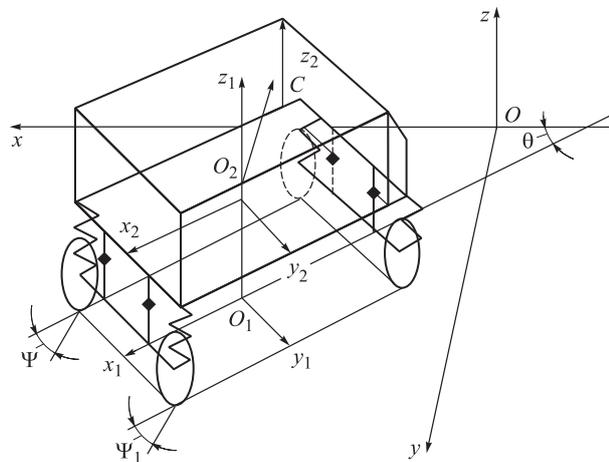


Рис. 1. Пространственная математическая модель автомобиля

z_i — расстояние от центра i -го колеса до опорной поверхности;

γ — угол, образованный продольной главной осью эллипсоида инерции поддресоренной массы (кузова) с плоскостью $O_2x_2y_2z_2$;

φ — угол поворота правого переднего управляемого колеса;

v — скорость поступательного движения автомобиля.

При описании взаимодействия эластичного автомобильного колеса, нагруженного продольной и боковой силами, с твердой опорной поверхностью использованы гипотезы продольного псевдоскольжения (крипа) и бокового увода [5].

Нелинейная зависимость боковой силы F_y от угла увода

$$\delta = u/v,$$

где u и v — поперечная и продольная составляющие скорости центра i -го колеса, была аппроксимирована выражением [5]

$$F_y = -k_y \delta \frac{\varphi F_z}{\sqrt{(\varphi F_z)^2 + (k_y \delta)^2}},$$

где k_y — коэффициент сопротивления уводу на линейном участке зависимости $F_y = F_y(\delta)$; φ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; F_z — нормальная нагрузка колеса.

При малых значениях угла увода эта зависимость выражает линейный «чистый» увод — $F_y = -k_y \delta$, а при больших значениях угла увода — переход от качения к скольжению, при котором предельное значение боковой силы равно силе сцепления — $F_{y \max} = -\varphi F_z$.

Уравнения движения получены на основе уравнений Лагранжа второго рода [2, 3]:

- уравнение по вертикальной координате z центра поддресоренной массы

$$m\ddot{z} + mg + \sum_{i=1}^4 R_i = 0;$$

- уравнение по углу α продольного крена поддресоренной массы

$$B_1\ddot{\alpha} = B_1\beta\ddot{\theta} + (mh^2 + B_1 - A)\dot{\beta}\dot{\theta} + A_1\alpha\dot{\theta}^2 + A\gamma\dot{\theta}^2 - mgh\alpha - mh(\dot{v} - u\dot{\theta}) + a_1(R_1 + R_2) - a_2(R_3 + R_4);$$

- уравнение по углу β поперечного крена поддресоренной массы

$$A_1\ddot{\beta} + \ddot{\theta}[mh^2\alpha - A(\alpha + \gamma)]\dot{\alpha}\dot{\theta} + (mh^2 - A + B_1)\dot{\beta}\dot{\theta}^2 + mh(\dot{u} + v\dot{\theta}) + mgh\beta + b(R_1 - R_2 + R_3 - R_4) = 0;$$

- уравнение по курсовому углу θ

$$\begin{aligned} & [C + mh^2\alpha^2 + B_1\beta^2 + A(\alpha + \gamma)^2]\ddot{\theta} = \\ & = \Pi_4 - \dot{\alpha}\dot{\theta}[2mh^2\alpha + A(\alpha + \gamma)^2] - \\ & - 2B_1\dot{\beta}\dot{\theta} + (A + B)\dot{\alpha}\dot{\beta} - mh(\alpha\dot{u} - \beta\dot{v} + \alpha v\dot{\theta} + \beta\dot{\theta}u) + \\ & + B_1\dot{\alpha}\dot{\beta} - \dot{\beta}[mh^2\alpha - A(\alpha + \gamma)]; \end{aligned}$$

• уравнение поперечного смещения поддресоренной массы со скоростью u

$$m\ddot{u} + m\nu\dot{\theta} + mh(\ddot{\beta} + 2\dot{\alpha}\dot{\theta} + \alpha\ddot{\theta} - \beta\dot{\theta}^2) = \Pi_5,$$

где m — поддресоренная масса; g — ускорение свободного падения; h — расстояние от центра поддресоренной массы до плоскости, проходящей через верхние точки крепления подвесок; A, B, C — главные центральные моменты инерции поддресоренной массы соответственно ($A_1 = A + mh^2; B = B_1 + mh^2$); R_i — силы, действующие со стороны подвесок на поддресоренную массу ($i = 1, 4$); Π_4, Π_5 — обобщенные силы по координатам θ и u соответственно; a_1 и a_2 — расстояния от центра поддресоренной массы до передней и задней подвесок соответственно.

С использованием разработанной модели выполнено исследование движения автомобиля по траектории «поворот» $R_{\text{п}} = 35$ м. В качестве объекта исследования было принято транспортное средство категории N1, конструктивные параметры которого близки к параметрам автомобиля ГАЗ-3301 «ГАЗель», с полной массой 3,8 т, расстоянием от центра масс до передней оси 2,9 м, до задней оси 1,3 м, средняя колея 1,8 м, высота центра масс над плоскостью крепления упругих элементов подвески к кузову автомобиля 0,1 м, моменты инерции поддресоренной массы относительно координатных осей Ox, Oy, Oz : 1 400, 1 200, 1 200 кг·м², коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей 700 и 900 кН/рад, угол наклона эллипсоида инерции к горизонтальной плоскости в продольном направлении 0,01 рад. Расчеты выполнены при коэффициенте сцепления колес с поверхностью дороги равном 0,7. В соответствии с требованиями ГОСТ Р 52302–2004, для транспортных средств категории N1 значение максимальной скорости при испытании «поворот» не должно быть ниже 60 км/ч (16,7 м/с) [1]. Были исследованы причины потери устойчивости автомобиля категории N1. Установлено, что при движении по размеченной траектории происходит выход автомобиля за пределы размеченного коридора из-за бокового скольжения колес, а отрыва колес от опорной поверхности не происходит.

Расчет начат при движении автомобиля с докритической скоростью 11 м/с при среднем угле поворота управляемых колес 0,11 рад (6,3°), обеспечивающем движение центра масс автомобиля по окружности радиусом 35 м. Расчетная траектория движения представлена на рис. 2, а, на котором видно, что автомобиль движется по окружности радиусом 35 м, вписываясь в нормированную стандартом траекторию. При входе в поворот на участке от точки с координатами $x = 3,34$ м; $y = 0,09$ м до точки с координатами $x = 15,61$ м; $y = 4,34$ м скользят все четыре колеса автомобиля, после чего скольжение колес прекращается.

При возрастании скорости до 13 м/с с тем же углом поворота управляемых колес (рис. 2, б) в начале входа автомобиля в поворот на участке от точки с координатами $x = 3,94$ м; $y = 0,16$ м до точки с координатами $x = 21,9$ м; $y = 7,47$ м скользят все четыре колеса. Затем продолжают скользить только левые переднее и заднее колеса до конца круговой траектории.

Движение автомобиля по траектории, показан-

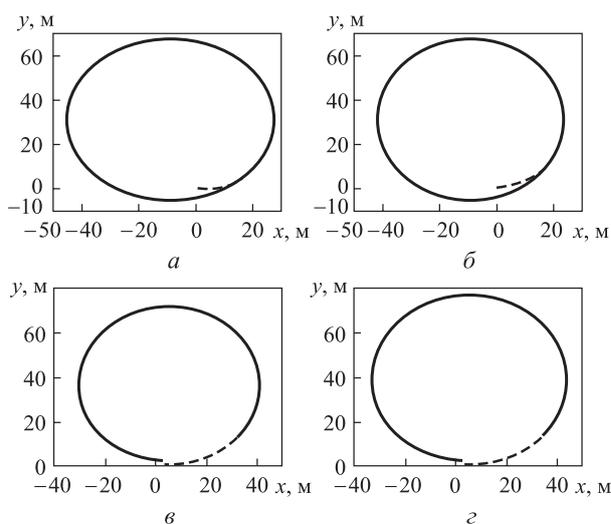


Рис. 2. Траектория движения центра масс автомобиля:

а — $v = 11$ м/с; б — $v = 13$ м/с; в — $v = 15,5$ м/с; г — $v = 16$ м/с

ной на рис. 2, б, продолжается до скорости 15,5 м/с (рис. 2, в), при достижении которой и при среднем угле поворота управляемых колес 0,12 рад (6,9°) участок скольжения всех колес удлинится от точки с координатами $x = 4,7$ м; $y = 0,23$ м до точки с координатами $x = 33,65$ м; $y = 15,32$ м, а затем прекращается скольжение правого заднего колеса до конца круговой траектории.

При движении со скоростью 16 м/с и угле поворота управляемых колес 0,12 рад (рис. 2, г) участок скольжения всех колес удлинится до точки с координатами $x = 35,16$ м; $y = 16,05$ м, а затем прекращается скольжение правого заднего колеса до конца круговой траектории. На рисунке видно, что автомобиль не вписывается в заданную траекторию движения с радиусом 35 м, поэтому скорость 16 м/с следует считать критической.

Полученные авторы результаты согласуются с ранее приведенными в публикациях [6–8].

Выводы

1. Разработанная пространственная математическая модель четырехколесного автомобиля с использованием концепции твердого тела позволила детально исследовать процесс его криволинейного движения по стандартизированной траектории «поворот» $R_{\text{п}} = 35$ м.

2. Показано, что причиной потери устойчивости автомобиля при движении по размеченной траектории является его выход за пределы коридора из-за бокового скольжения колес, а отрыва колес от опорной поверхности не происходит.

3. Установлена последовательность потери устойчивости колесами двигателя автомобиля при возрастании скорости движения по круговой траектории.

4. Рассчитанная критическая скорость входа в поворот радиусом 35 м автомобиля категории N1, рав-

ная 16 м/с, всего на 4 % отличается от нормируемой ГОСТ Р 52302–2004 критической скорости 16,7 м/с, что свидетельствует об адекватности разработанной пространственной математической модели.

5. Пространственная математическая модель двухо-

сного автомобиля, предназначенная для исследования его криволинейного движения, может быть использована на стадии предпроектных работ при создании новых и модернизации освоенных в производстве моделей автомобилей.

Литература

- [1] Кравец В.Н., Селифонов В.В. *Теория автомобиля*. Москва, ООО «Гринлайт+», 2011. 884 с.
- [2] Мусарский Р.А. *Математические модели колесных экипажей*. Н. Новгород, ННГУ им. Н.И. Лобачевского, 2008. 163 с.
- [3] Костин С.Ю., Кравец В.Н., Мусарский Р.А. Сравнительная оценка моделирования и дорожных испытаний управляемости и устойчивости автобуса. *Журнал автомобильных инженеров*, 2012, № 6(77), с. 35–39.
- [4] Pavlovsky V.E., Shishkanov D.V., Alexeev A.D., Amelin S.V., Podoykin Yu.N. Concept and Modeling of Legged-Wheeled Modular Chassis for High-Adaptive Rover. *Proc. of 5th Int. Conf. on Climbing and Walking Robots CLAWAR'2002*. France, Paris, 2002, September, pp. 307–314.
- [5] Кравец В.Н., Мусарский Р.А. Математическая модель сочлененного транспортного средства. *Тр. Нижегородского госуд. техн. унив. им. П.Е. Алексеева*, 2010, № 1(80), с. 131–138.
- [6] Pacejka H.B. *Tire and vehicle dynamics*. SAE International, 2005. 642 p.
- [7] Рязанцев В.И. Автоматическое регулирование угла схождения колес при движении автомобиля. *Автомобильная промышленность*, 2003, № 10, с. 38–40.
- [8] Рязанцев В.И. *Активное управление схождением колес автомобиля*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 212 с.

References

- [1] Kravets V.N., Selifonov V.V. *Teoriia avtomobilia* [Theory car]. Moscow, Grinlait+ publ., 2011. 884 p.
- [2] Musarskii R.A. *Matematicheskie modeli kolesnykh ekipazhei* [Mathematical models of wheel carriage]. Nizhny Novgorod, UNN publ., 2008. 163 p.
- [3] Kostin S.Iu., Kravets V.N., Musarskii R.A. Sravnitel'naia otsenka modelirovaniia i dorozhnykh ispytaniu upravliaemosti i ustoichivosti avtobusa [Comparative evaluation of simulation and testing on the road handling and stability of the bus]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Journal of Automotive Engineers]. 2012, no. 6(77), pp. 35–39.
- [4] Pavlovsky V.E., Shishkanov D.V., Alexeev A.D., Amelin S.V., Podoykin Yu.N. Concept and Modeling of Legged-Wheeled Modular Chassis for High-Adaptive Rover. *Proc. of 5th Int. Conf. on Climbing and Walking Robots CLAWAR'2002*. France, Paris, 2002, September, pp. 307–314.
- [5] Kravets V.N., Musarskii R.A. *Matematicheskaia model' sochlenennogo transportnogo sredstva* [Mathematical model of the jointed vehicle]. *Trudy Nizhegorodskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.E. Alekseeva* [Transactions of Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.Y. Alekseev]. 2010, no. 1(80), pp.131–138.
- [6] Pacejka H.B. *Tire and vehicle dynamics*. SAE International. Second edition. 2005. 642 p.
- [7] Riazantsev V.I. Avtomaticheskoe regulirovanie ugla skhozheniia koles pri dvizhenii avtomobilia [Automatic adjustment of the angle of toe while driving]. *Avtomobil'naia promyshlennost'* [Automotive industry]. 2003, no. 10, pp. 38–40.
- [8] Riazantsev V.I. *Aktivnoe upravlenie skhozheniem koles avtomobilia* [Active control of the vehicle wheel alignment]. Moscow, Bauman Press, 2007. 212 p.

Статья поступила в редакцию 13.03.2014

Информация об авторах

КРАВЕЦ Владислав Николаевич (Нижний Новгород) — доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобили и тракторы». ФГБОУ «Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева» (603950, Н. Новгород, Российская Федерация, ул. Минина, д. 24).

МУСАРСКИЙ Роман Абрамович (Нижний Новгород) — доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник НИЛТИС (научно-исследовательской лаборатории транспортных интеллектуальных систем). ФГБОУ «Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева» (603950, Н. Новгород, Российская Федерация, ул. Минина, д. 24. e-mail: musarsky@list.ru).

Information about the authors

KRAVETS Vladislav Nikolaevich (Nizhny Novgorod) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Automobiles and Tractors» Department. Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (NSTU, Minina str., 24, 603950, Nizhny Novgorod, Russian Federation).

MUSARSKIY Roman Abramovich (Nizhny Novgorod) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Chief Researcher of Research Laboratory of Intelligent Transport Systems. Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (NSTU, Minina str., 24, 603950, Nizhny Novgorod, Russian Federation, e-mail: musarsky@list.ru).