

**КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ
ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВНЕШНИХ БОКОВЫХ СИЛ
ROAD-HOLDING ABILITY OF THE CAR AT INFLUENCE
OF EXTERNAL SIDE FORCES**

Вербицкий В.Г., доктор физико-математических наук
(Запорожская государственная инженерная академия);
Макаров В.А., доктор технических наук, профессор,
доцент кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей»
(Белорусский Национальный технический университет);
Кулиев Р.А. старший преподаватель
(Харьковский автомобильно-дорожный техникум)

Verbitskii V., Doctor of Physico-Mathematical Sciences
(Zaporozhye State Engineering Academy);
Makarov V., Doctor of Technical Sciences
(Belarusian national technical University);
Kuliev R., Senior lecturer
(Kharkov Automobile and Road Engineering School)

Аннотация. В статье рассмотрен вопрос устойчивости движения легкового автомобиля в условиях воздействия внешней боковой силы. Показана возможность компенсации воздействия внешних сил углом поворота управляемых колес.

Abstract. In the article, we address matters related to the stability of motion of the car subjected to the external lateral force. We show the possibility to compensate the effect of the external forces by means of the steering wheel angle.

Введение

Курсовая устойчивость движения является одним из наиболее важных свойств автомобиля в плане его пассивной безопасности. Ранее уже был проведен анализ влияния на курсовую устойчивость автомобиля нелинейных характеристик зависимости боковой силы как функции углов увода, а также нелинейных зависимостей стабилизирующего момента в пятне контакта [1]. В данной статье рассмотрена задача парирования внешней боковой силы за счет поворота управляемых колес переднего ряда.

В реальной ситуации внешняя боковая сила может быть результатом воздействия сильного бокового ветра при выезде из туннеля, либо при обгоне автопоезда с подветренной стороны. Стоит отметить, что фирма Mercedes-Benz в моделях автомобилей класса S и GL предложила улучшить

курсовую устойчивость при боковом ветре с помощью системы CrosswindAssist [2, 3] путем подтормаживания боковых колес с наветренной стороны. Известны результаты, полученные по линейной модели [4–7], а также по нелинейной модели [8–11]. В частности, у Литвинова достаточно подробно рассмотрены особенности реакции на внешнюю силу автомобилей с избыточной и недостаточной поворачиваемостью. В работах [8, 12] помимо прочего, рассмотрено поведение автомобиля под воздействием внешней боковой силы в рамках нелинейной теории увода. Среди зарубежных исследований в данной области стоит отметить работы MacAdam С.С. [13, 14], а также Gillespie [15, 16] посвященные устойчивости движения транспортного средства под действием приложенных внешних сил.

В данной статье проблему отклонения курсовой траектории предлагается решить путем корректирующего поворота рулевого колеса.

Обоснование возможности парирования действия внешней боковой силы на автомобиль путем поворота управляемых колес (на основе соотношений, полученных для велосипедной модели) для восстановления прямолинейного режима движения более полной четырехколесной модели автомобиля и анализ устойчивости соответствующего стационарного прямолинейного режима движения.

Основная часть

В работе используются результаты экспериментальных исследований (по динамике) проводимых в рамках НИР «Про измерение и анализ параметров, характеризующих устойчивость движения автомобилей категории М1» [7–19]. Прототипом при математическом моделировании являлся автомобиль категории Opel Vectra C 2.2 AT Elegance, 2008 года выпуска переднеприводной с такими характеристиками: расстояние от центра инерции до передней оси $a = 1,273$ м; – до задней оси $b = 1,427$ м; масса автомобиля (в снаряженном состоянии) $m = 1771$ кг; момент инерции относительно центра масс $J = 600$ кг·м². Использовалась марка шин Bridgestone Turanza ER30. Данные шины имеют протектор, который снижает уровень шума и обеспечивает надежные сцепные характеристики на сухом и влажном покрытии. Характеристики протектора и боковины позволяют обеспечить надежную управляемость и повышенную износоустойчивость.

Для измерения значений параметров курсовой устойчивости движения на автомобиле Opel Vectra C использовался фирменный сервисный прибор Multiplediagnostic interface (MDI модуль) [20].

Использование данного прибора дало возможность получить информацию об изменении во времени: линейных скоростей колес автомобиля V_i , бокового ускорения \dot{u} , угловой скорости ω автомобиля вокруг вертикальной оси проходящей через центр инерции, угла поворота рулевого колеса

θ , момента времени относительного проскальзывания колес в продольном направлении – начала блокирования колес тормозами.[21]

Уравнения плоскопараллельного движения велосипедной схемы экипажа с постоянной составляющей скорости v в продольном направлении будут иметь следующий вид:

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 \cos \theta + Y_2 + Q_0 \\ J\dot{\omega} = a \cdot Y_1 \cos \theta - b \cdot Y_2; \end{cases}$$

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{v}; \quad \delta_2 = \frac{-u + b\omega}{v},$$

где u – поперечная составляющая скорости центра масс экипажа;

ω – угловая скорость относительно вертикальной оси;

δ_1, δ_2 – углы увода на передней и задней осях;

Y_1, Y_2 – боковые силы возникающие между колесом и дорогой;

Q_0 – внешняя постоянная боковая сила, приложенная в центре инерции.

Стоит отметить, что с целью простоты расчета в данном случае не учитывается действие стабилизирующих моментов и продольной тяговой силы. Значения коэффициентов сопротивления боковому уводу, согласно данным эксперимента, на передней и задней осях, соответственно, $k_1 = 32240$ Н/рад, $k_2 = 27186$ Н/рад.

В ходе первоначального анализа проведем интегрирование уравнений движения автомобиля с абсолютно жестким рулевым модулем. Для облегчения математических преобразований введем безразмерные аналитические выражения, разделив обе части на $(m \cdot g)$: При этом выражения примут следующий вид:

– реакция опоры на передней и задней оси:

$$N_1 = \frac{m \cdot g \cdot a}{(a + b)}, \quad N_2 = \frac{m \cdot g \cdot b}{(a + b)},$$

– коэффициенты сопротивления боковому уводу:

$$K_1 = \frac{k_1}{N_1}; \quad K_2 = \frac{k_2}{N_2}$$

– внешняя боковая сила:

$$Q = \frac{Q_0}{m \cdot g},$$

где Q_0 – внешняя постоянная боковая сила, приложенная в центре инерции;
 – критическая скорость прямолинейного движения:

$$V_{kp} = \sqrt{\frac{k_1 k_2 l^2}{m(k_1 a - k_2 b)}}$$

Угол поворота управляемых колес, парирующий действие внешней силы, согласно линейной [4] и нелинейной теории увода соответственно [9]:

$$\theta = \frac{N_2 \cdot Q}{k_2} - \frac{N_1 \cdot Q}{k_1}.$$

Общий вид выражения для угла коррекции:

$$\theta = G(Q),$$

где является решение обратной функции

$$G(Q) = G_2(Q) - G_1(Q),$$

где G_i – определяет функцию обратную к функции $Y_i(\delta_i)$.

То есть в результате

$$Q = Y_i(\delta_i) \Rightarrow \delta_i = G_i(Q),$$

Таким образом:

$$G_i = \frac{Q}{K_i \sqrt{1 - \frac{Q^2}{\varphi_i^2}}}; \quad \theta = \frac{N_2 \cdot Q}{k_2 \sqrt{1 - \frac{Q^2}{\varphi_2^2}}} - \frac{N_1 \cdot Q}{k_1 \sqrt{1 - \frac{Q^2}{\varphi_1^2}}}.$$

Выражения получены для случая дробно-иррациональной аппроксимации зависимости сил увода

$$Y_1 = \frac{k_1 \delta_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_1 \delta_1}{N_1 \cdot \varphi_1}\right)^2}}; \quad Y_2 = \frac{k_2 \delta_2}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_2 \delta_2}{N_2 \cdot \varphi_2}\right)^2}}.$$

На рисунке 1 представлены графики значения угла поворота управляемых колес, компенсирующих воздействие внешней боковой силы.

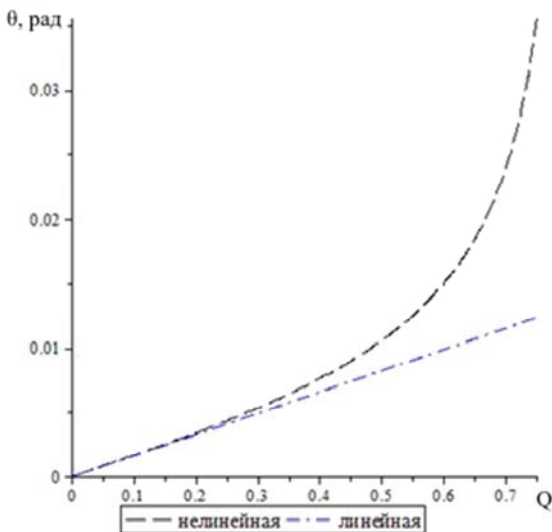


Рисунок 1 – Диаграмма парирования внешней боковой силы.
 $\theta = f(Q)$ согласно линейной и нелинейной гипотезе увода

Из рисунка 1 следует, что при небольших значениях $Q \approx 0,25$ для определения корректирующего угла поворота θ можно пользоваться линейной теорией увода. Но при увеличении внешней боковой силы расхождение растет (к примеру, при $Q = 0,4$ расхождение составляет 15 %) и дальнейшее парирование целесообразно рассматривать по нелинейной теории.

Как видно из графиков интегральных кривых угловой скорости и боковой составляющей скорости центра масс (рисунок 2) воздействие внешней боковой силы приводит к возмущению фазовых переменных в начальный период времени ($t \approx 1,5с$) после чего параметры плоско-параллельного невозмущенного движения стабилизируются.

Таким образом, восстановленному прямолинейному режиму движения автомобиля соответствует устойчивый узел на фазовой плоскости (с монотонным затуханием начальных возмущений).

Кроме того, как следует из графиков, скорость движения также влияет на время переходного процесса стабилизации движения, хотя и незначительно. Например, стабилизация угловой скорости и бокового ускорения происходит за четыре секунды при $v = 60$ км/ч.

Рассмотрим модель автомобиля с закрепленным рулевым управлением и учетом колеи (рисунок 3).

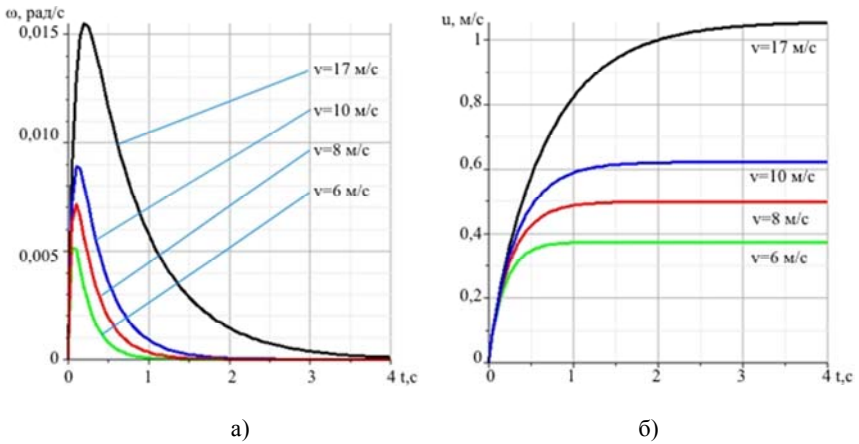


Рисунок 2 – Интегральные кривые $\omega(t)$ и $u(t)$ при различных значениях скорости

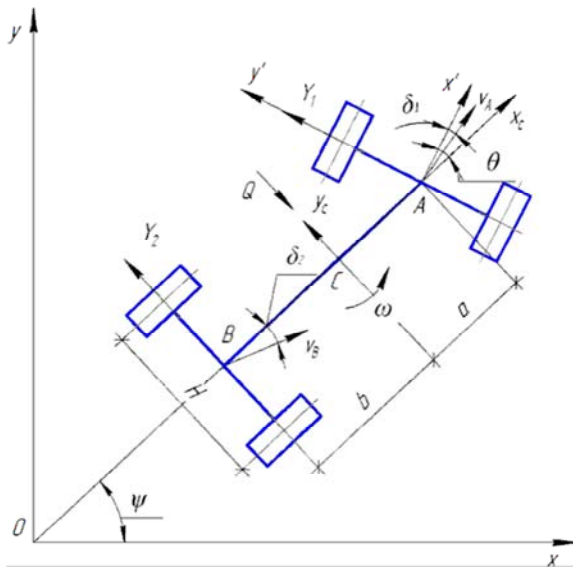


Рисунок 3 – Расчетная схема автомобиля с «жестким» управлением колесным модулем

Геометрические и инерционные параметры жесткой модели автомобиля: a, b – расстояние от центра масс автомобиля до передней (управляемой) оси и задней оси, H – разнос колес, m, J – масса и 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) : V – производная продольной составляющей центра масс (v); u – производная боковой составляющей центра масс (u); Ω – производная угловой скорости (ω) относительно вертикальной оси; Ψ – курсовой угол; x, y – координаты центра масс автомобиля в плоской неподвижной системе координат.

Результаты, полученные на примере плоской велосипедной модели автомобиля, можно проверить на четырехколесной модели (с учетом колеи). Для этого необходимо скорректировать продольные составляющие скоростей центров колес. При этом знак дополнительной продольной составляющей скорости ($H \cdot \omega$) будет положительный для внешних колес (по отношению к центру поворота) и отрицательный – для внутренних.

$$\delta_{1,j} = \theta_j - \frac{u + a\omega}{v \pm H\omega}; \quad \delta_{2,j} = \frac{-u + b\omega}{v \pm H\omega},$$

где i – номер оси (1 – передняя, 2 – задняя);

j – номер колеса на передней и задней оси.

Распределение сопротивления боковому уводу по колесам будет иметь следующий вид

$$Y_{ij} = \frac{k_{ij} \delta_{ij}}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_{ij} \delta_{ij}}{N_{ij} \cdot \varphi} \right)^2}},$$

где φ – коэффициент сцепления.

$$\begin{aligned} -mv\omega + X_1 \sin \theta + Y_{11} \cos \theta + Y_{12} \cos \theta + Y_{21} + Y_{22} + Q \cdot mg &= m\dot{u} \\ (X_1 \sin \theta + Y_{11} \cos \theta + Y_{12} \cos \theta) \cdot a - (Y_{21} + Y_{22}) \cdot b &= J\dot{\omega} \end{aligned}$$

Продольная тяговая сила X_1 входящая в уравнение учитывалась для нейтрализации сил и моментов сопротивления качению и обеспечения постоянства скорости и момента при движении автомобиля.

После линеаризации исходной системы уравнений движения в окрестности невозмущаемого прямолинейного движения ($u = u^*$, $\omega = 0$) получим характеристическое уравнение:

$$\lambda^2 + p\lambda + q = 0,$$

где $p = 34,83$, $q = 157,51$ – определены согласно исходным данным.

Используя программный пакет Maple и заданные выше данные из эксперимента определим корни данного характеристического уравнения:

$$\lambda_1 = -5,34; \quad \lambda_2 = -29,49.$$

Так как действительные части всех корней отрицательны, то данный стационарный режим является устойчивым узлом.

На рисунке 4 представлены траектории движения центра масс автомобиля (при различных значениях внешней боковой силы) откуда следует, что в данной модели отсутствует стабилизация по курсовому углу.

Таким образом, задача о возвращении транспортного средства к невозмущенному курсовому углу является дальнейшим развитием модели парирования внешней боковой силы.

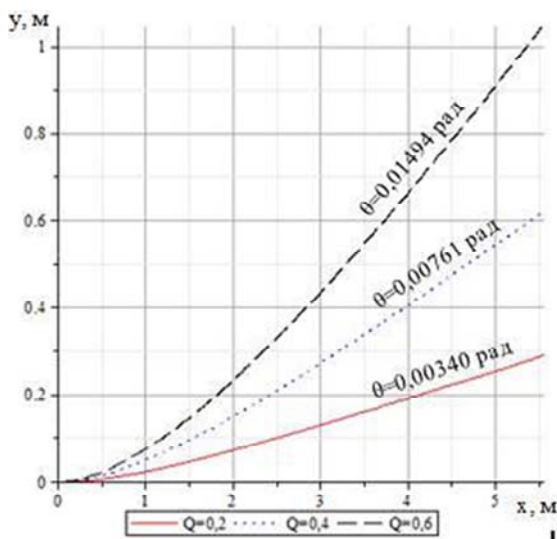


Рисунок 4 –Траектория движения центра инерции приразных значениях Q_{0i} , соответствующих значениях θ (модель с учетом колеи)

Выводы

Аналитическое решение дифференциальных уравнений и его графическое отображение позволяет утверждать следующее:

1. Корректирующее значение угла поворота рулевого колеса, найденное для велосипедной модели автомобиля, подтвердилось при проверке на четырёхколёсной модели;

2. При больших значениях внешней боковой силы ($Q \geq 0,3$) значение угла коррекции поворота рулевого колеса следует рассматривать в рамках нелинейной теории увода;

3. Время переходных процессов практически пропорционально продольной скорости движения транспортного средства.

Таким образом, можно утверждать, что воздействие внешней боковой силы на автомобиль при стационарном установившемся движении может быть парировано поворотом рулевого колеса, с сохранением устойчивости прямолинейного движения транспортного средства.

Литература

1. Вербичкий, В.Г. Характеристики поворачиваемости автомобиля при наличии внешней боковой силы / В.Г. Вербичкий // Вісник СевНТУ. – 2013. – № 142. – С. 96–99.

2. Mercedes-Benz TechCenter: Стабилизация при боковом ветре [Electronic resource]. URL: https://techcenter.mercedes-benz.com/ru_RU/crosswindassist/detail.html#relation-section.

3. Mercedes-Benz USA – Video – Crosswind Stabilization [Electronic resource]. URL: <https://www.mbusa.com/mercedes/technology/videos/detail/title-safety/videoId-55a6efe513247410VgnVCM100000ccec1e35RCRD>.

4. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.

5. Verbitskii, V.G. Устойчивость прямолинейного движения плоской и пространственной моделей колесного экипажа / V.G. Verbitskii, L.G. Lobas // Appl. Math. Mech. – 1981. – № 17(5). – С. 117–122.

6. Litvinov, A.S., Farobin Ya.Ye. 1989. Automobile: the theory of operational properties. – М.: Machine building, 240. (in Russian).

7. Lobas, L.G. Theory of motion Stability of Wheeled Vehicles / L.G. Lobas, V.G. Verbitskii // Appl. Math. Mech. – 1983. – № 19 (9). – С. 102–107.

8. Lobas L.G., Verbitsky V.G. 1990. Qualitative and analytical methods in the dynamics of wheeled vehicles. Naukova Dumka, 216. (in Ukrainian).

9. Verbitsky V., Novak A. et al. 2007. Introduction to the theory of stability of a wheeled vehicle and track. Donetsk: "Weber" (Donetsk branch), 255. (in Ukrainian).

10. Verbitsky V.G., Sakhno V.P., Kravchenko A.P., Kostenko A.V., Danilenko A.E. 2013. Automobiles. Stability. Monograph. Lugansk: Publishing house "Noulidzh», 176. (in Ukrainian).

11. Сахно, В.П. Нелінійна стійкість біфуркації в динаміці автомобіля / В.П. Сахно // Автошляховик України. – 2005. – № Окремий випуск. Проблеми автомобільного транспорту. Збірник науков их праць. – С. 82–87.

12. Verbitsky, V.G., Lobas L.G. 1994. Bifurcations of stationary states in rolling systems at constant power disturbances. Applied Mathematics and Mechanics. – 58 (5). – 165–170. (in Russian).

13. Macadam, C.C. Static Turning Analysis of Vehicles Subject to Externally Applied Forces- A Moment Arm Ratio Formulation / C.C. Macadam // Veh. Dyn. – 1989. – № 18. – С. 345–357.

14. Macadam, C.C. Crosswind Sensitivity of Passenger Cars and the Influence of Chassis and Aerodynamic Properties on Driver Preferences / C.C. Macadam // Veh. Dyn. – 1990. – № 19. – P. 201–236.

15. Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. – 470 p.

16. Heißing B., Ersoy M., Gies S. (Hrsg. Fahrwerkhandbuch Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag : GWV Fachverlage GmbH, 2007. – 591 p.

17. До питання експериментального дослідження характеристик курсової стійкості легкового автомобіля під час його руху по колу / В.А. Макаров [et al.] // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2009. – № 4. – С. 48–58.

18. До питання експериментального дослідження курсової стійкості легкового автомобіля / В.А. Макаров [et al.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2010. – №7 (149). – С. 119–123.

19. Макаров В.А. До питання вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху легкового автомобіля / В.А. Макаров, О.С. Волохов, А.В. Куплінов // Вісник Луцького національного технічного університету. – 2010. – № 28. – С. 311–316.

20. До вибору пристосувань для відмічання траєкторії руху транспортних засобів / В.А. Макаров [et al.] // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – № 3. – С. 48–58.

21. Макаров В.А. Оборудование для экспериментального исследования курсовой устойчивости движения легкового автомобил / В.А. Макаров, А.В. Омельченко, А.В. Костенко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2007. – № 3. – С. 48–57.