

Синергетическая система стабилизации курсового движения автомобиля

К. А. Олейников

Институт компьютерных технологий и информационной безопасности

Южный Федеральный Университет

Таганрог, Российская Федерация

koleynikov@sfnedu.ru

Аннотация. В докладе предлагается использовать синергетический подход к синтезу закона управления системой стабилизации движения автомобиля. Рассматривается математическая модель движения автомобиля, процедура синтеза синергетического регулятора методом АКАР, моделирование переходных процессов движения при различных режимах и возмущениях.

Ключевые слова: системы управления, курсовая устойчивость, движение автомобиля, синергетика, АКАР, интегральная адаптация

I. ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время во всём мире ведутся активные исследования, направленные на создание систем безопасности движения автомобиля как автоматических в режиме автопилотирования, так и систем помощи водителю, в которых, благодаря интеллектуальным алгоритмам и законам управления, обеспечивается стабилизация движения транспортного средства, особенно в экстремальных условиях при сильных возмущениях, при резких поворотах и на сложных типах поверхности типа дождя, льда, снега.

В данной статье рассматриваются существующие системы стабилизации курсового движения автомобиля, дается их характеристика, приводится описание математических моделей движения, на основе которых строятся подобные системы стабилизации, описывается процедура синтеза синергетического регулятора с учетом проскальзывания колеса для стабилизации на различных типах поверхности. Использование синергетического подхода при синтезе систем управления является достаточно новым и перспективным научным направлением, при котором используется нелинейная математическая модель объекта управления без упрощений и линеаризации, при котором получаются асимптотически устойчивые регуляторы, гарантирующие выполнение управленческих задач, таких как стабилизация величины, слежение, минимизация характеристик (например, энергопотребления) за счет использования в процессе синтеза специальных целевых функций – инвариантов [1]–[4].

II. СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Системы стабилизации движения транспортных средств получили свое развитие более полувека назад. Еще одни из первых танков Второй Мировой войны получали систему распределения крутящего момента, позволяющую транспортному средству менять крутящий момент, приложенный к гусеницам, вызывая торможение соответствующего выходного вала дифференциала. Это

вызывало снижение крутящего момента на гусенице, и разница этого момента на гусеницах создавало поворотный момент рысканья. Это стало предпосылкой появления векторных систем управления распределения момента (TV) [5].

В дальнейшем наибольшую известность приобрели системы антиблокировочной системы (ABS), системы контроля тяги (TCS), и системы курсовой устойчивости (ESP). ABS стала первой активной системой безопасности движения, ставшей стандартом для современных автомобилей и позволяющей уменьшать тормозной момент при блокировании колес вследствие резкого торможения. TCS является дополнительным средством безопасности к ABS и работает в обратном направлении, снижает крутящий момент двигателя при обнаружении пробуксовки колес и не дает ведущим колесам автомобиля буксовать при начале движения, резком ускорении, поворотах, плохих дорожных условиях и быстром перестроении. ESP это система контроля рыскания автомобиля, которая улучшает поведение автомобиля, ускоряя и тормозя колесами для стабилизации курсового движения автомобиля. TV системы являются продолжением ESP систем, содержащих ряд улучшений в виде векторного распределения момента для большей и точной стабилизации движения [5].

Все эти технологии управляются электронной системой безопасности (ESC) внутри автомобиля. В качестве входных данных в систему приходят показания датчиков, как скорость колес в различных направлениях и контроллер управления определяет требуемую тягу и подачу топлива-ускорения или торможения для того, чтобы обеспечить устойчивое движение автомобиля. В качестве датчиков для создания систем с обратной связью используются [5]:

- датчик Холла, использующийся для определения угловой скорости вращения колеса в ABS системах;
- датчики скорости рыскания, также называемые гироскопами для того, чтобы измерить скорость рыскания через кориолисово ускорение, и являются поверхностным микромеханическим емкостным датчиком, управляющим скорость рысканья по скорости колебания датчика;
- акселерометры для определения скорости движения автомобиля, срабатывание подушки безопасности, контроля плавности хода и вибрации. Акселерометры могут быть пьезорезисторными, пьезоэлектрическими, емкостными и тепловыми. Каждый из них имеет

различное применение, и соответствующие акселерометры для измерения ускорения основаны на емкостях.

III. ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Система вычислений контроллера, на основе которого обеспечивается комфортное и безопасное движение автомобиля производится на основе показаний датчиков и алгоритмов управления, рассчитанных на базе математической модели движения автомобиля. Математическую модель движения автомобиля можно расписать на два основных типа: продольное и поперечное движение. Рассмотрим продольное движение [6], [7].

Как показано на рис. 1 на автомобиль при движении действуют следующие силы: сопротивления F_{aero} – аэродинамическая сила, F_{roll} – сила сопротивления качению F_g – сила тяжести и тяговые силы: F_t – сила тяги.

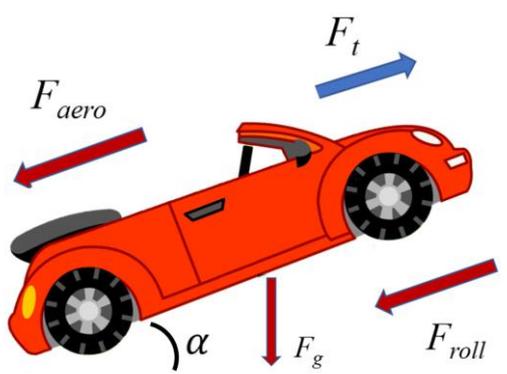


Рис. 1. Динамика автомобиля и действующих сил

Согласно 2-му закону Ньютона, уравнение для продольной динамики автомобиля может быть представлено в виде:

$$F_x = F_t - F_{aero} - F_{roll} - F_g \quad (1)$$

Выражения для сил могут быть получены согласно [6], [7]:

$$F_{aero} = 0.5\rho C_d A_F (V_x + V_{wind})^2, \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха, C_d – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления, V_x – скорость движения автомобиля, V_{wind} – скорость ветра, A_F – фронтальная область автомобиля [3].

Сила сопротивления качению F_{roll} описывает процессы деформации и восстановления шины с дорожным полотном в точке соприкосновения:

$$F_{roll} = k_r mg \cos(\alpha), \quad (3)$$

F_t – это главная движущая сила и пропорциональна проскальзыванию между шиной и дорогой. Она зависит

от состояния дороги и может быть сведена к нормализованной функции в линейной области [6], [7]:

$$F_t = \mu_k \lambda mg \cos(\alpha), \quad (4)$$

где μ_k – это коэффициент сцепления с дорогой, зависящий от типа дороги, m – масса автомобиля, g – ускорение свободного падения, α – угол наклона дороги, λ – это проскальзывание колеса, которое может быть описано как отношение разницы между скоростью вращения колеса и скоростью движения автомобиля:

$$\lambda = (r_w \omega_w - V_x) / r_w \omega_w, \quad (5)$$

где ω_w – угловая скорость вращения колеса, r_w – радиус колеса. Согласно экспериментальным результатам, сила тяги будет максимальной при значениях проскальзывания между 0 и 2 и зависимость коэффициент сцепления от проскальзывания k_ψ (при $k_\psi = 1$) можно представить как безразмерную кусочно-непрерывную функцию вида [8]:

$$k_\psi = \begin{cases} 0,5\lambda, & 0 \leq \lambda \leq 2 \\ (1 - 0,002041(\lambda-2)) & \lambda > 2 \end{cases} \quad (6)$$

На рис. 2 представлены экспериментальные данные зависимости проскальзывания λ от скорости движения автомобиля V_x . Из графика видно, что при увеличении скорости движения автомобиля увеличивается и проскальзывание автомобиля, и для обеспечения максимальной тяги система управления должна поддерживать это значение в указанном диапазоне.

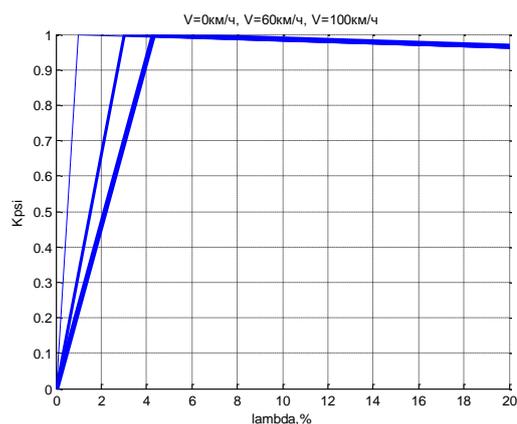


Рис. 2. Зависимость λ от V_x

Задача стабилизации проскальзывания колеса является основной задачей по обеспечению стабильного и устойчивого движения автомобиля и предотвращения боксования – чрезмерного проскальзывания колес относительно дорожного полотна, что и является задачей систем курсовой устойчивости.

IV. СИНТЕЗ СИНЕРГЕТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА

Для процедуры синтеза регулятора использовалась синергетическая теория управления (СТУ), предлагающая метод синтеза нелинейных систем через

построения инвариантных многообразий, решающих необходимые технологические задачи, в том числе позиционирование, энергосбережение [9].

В качестве основной модели использовалось выражение для поперечной динамики автомобиля (1) с учетом преобразований полученных в (2)–(7). Основной задачей систем курсовой устойчивости, как уже говорилось, является поддержание проскальзывания колес в необходимом значении для формирования устойчивого движения, поэтому конечное инвариантное многообразие будет вида: $\lambda - \lambda_0 = 0$, где λ_0 – желаемое значение проскальзывания. Для полноты описания к уравнению движения автомобиля использовалась модель двигателя, обеспечивающего нужный момент сцепления с дорогой. В качестве двигателя предлагается электромотор на основе синхронного двигателя с постоянными магнитами [10].

Поскольку в подобных системах управления постоянно сталкиваются с возмущения различного типа и нагрузках, то для их подавления использовался известный принцип в СТУ, называется интегральной адаптацией, который обеспечивает подавление возмущений различного типа и сложности, тем самым реализуя астатический закон управления [1]–[4]. Итоговая модель с учетом изменений будет:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= \omega_r; \\ \frac{d\omega_r}{dt} &= \frac{1.5p(\psi_f I_q + (L_d - L_q)I_d I_q) - \beta \omega_r}{J}; \\ \frac{dI_d}{dt} &= \frac{U_d - R_s I_d + \omega_r L_q I_q}{L_d}; \\ \frac{dI_q}{dt} &= \frac{U_q - R_s I_q - \omega_r L_d I_d - \omega_r \psi_f}{L_d}; \\ \frac{dV_x}{dt} &= \frac{F_x - z_1}{m}; \\ \frac{dz_1}{dt} &= k_1(\lambda - \lambda_0). \end{aligned} \quad (7)$$

где θ – позиция ротора, ω_r – скорость ротора, p – число пар полюсов, ψ_f – потокосцепление ротора, R_s – сопротивление статора, L_d и L_q – индуктивности по осям d и q соответственно, I_d и I_q – токи по осям проекций d и q , U_d и U_q – проекции напряжений, J – момент инерции, M_c – момент сопротивления, β –

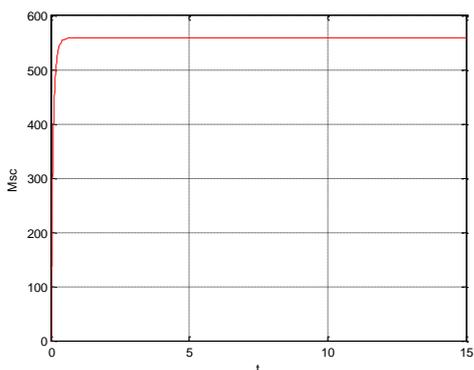


Рис. 3. Момент сцепления M_{sc}

демпфирующий коэффициент, z_1 – оценка внешнего возмущения, k_1 – положительный скаляр.

U_d и U_q – управляющие воздействия в (7).

Введем макропеременные для установления связи с объектом управления с технологическими задачами по стабилизации проскальзывания колеса:

$$\begin{aligned} \psi_1 &= I_d - I_d^* = 0, \\ \psi_2 &= I_q - \varphi_1(x_1, x_2) = 0, \\ \psi_3 &= \frac{F_x}{m} - k_1(\lambda - \lambda_0) + k_2 z_1 = 0, \end{aligned} \quad (8)$$

где k_2 – астатический коэффициент усиления, гарантирующий нулевую статическую ошибку при желаемом λ_0 . Решая основные функциональные уравнения СТУ, равных количеству инвариантов (8):

$$T_1 \frac{d\psi_1}{dt} + \psi_1 = 0, T_2 \frac{d\psi_2}{dt} + \psi_2 = 0, T_3 \frac{d\psi_3}{dt} + \psi_3 = 0. \quad (9)$$

где T_1, T_2, T_3 – параметры регулятора

Решая (9), получим выражения для искомого закона управления для U_d и U_q в (7).

V. МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ

Для синтеза регулятора использовался пакет компьютерной символьной математики Maple, моделирование происходило в системе Matlab.

Цели управления: проскальзывание $\lambda_0 = 1.9$ $I_d^* = 0$.

Параметры регулятора: $T_1 = 0.05$, $T_2 = 0.05$, $T_3 = 0.01$, $k_1 = -0.03$, $k_2 = -0.01$.

Параметры автомобиля: $m = 250 \text{ кг}$, $\rho = 1.225 \text{ кг/м}^3$, $A_F = 2.2 \text{ м}^2$, $C_d = 0.24$, $n = 3.5$, $r_w = 0.35$, $k_r = 0.015$, (сухой асфальт), $\alpha = 0$.

Параметры двигателя: $P = 7.5 \text{ кВт}$, $p = 4$, $\beta = 0$, $L_d = 2.55 \text{ мГн}$, $L_q = 5.55 \text{ мГн}$, $\psi_f = 0.143 \text{ Вб}$, $J = 0.015 \text{ кг/м}^2$.

Результаты представлены на рис. 3–6.

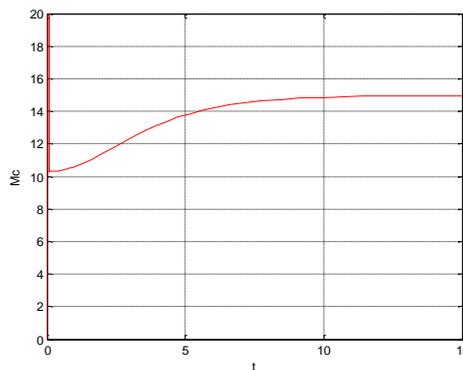


Рис. 4. Момент сопротивления M_c

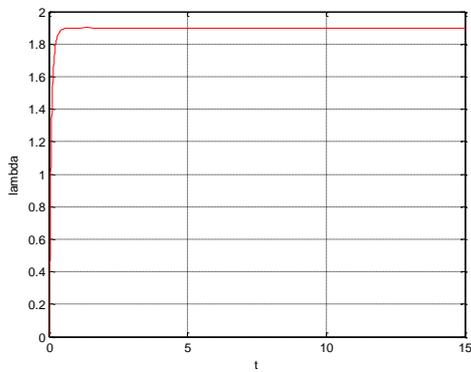


Рис. 5. Характеристика проскальзывания

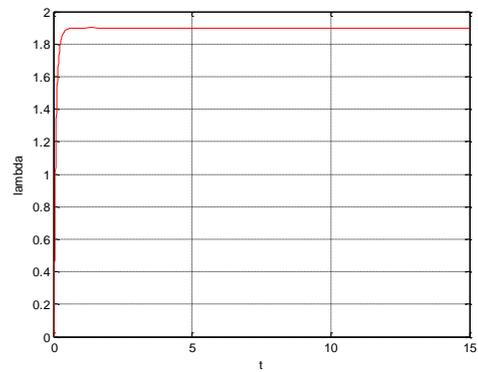


Рис. 6. Безразмерная характеристика k_y

VI. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье были рассмотрены системы стабилизации курсовой устойчивости автомобиля, рассмотрены основные их принципы. По предложенной математической модели движения автомобиля, а также силовой установки, приводящей его в движение, был синтезирован синергетический регулятор, решающий основную задачу таких систем – поддержание прокальзывания колеса в необходимом значении. Полученные результаты показали выполнение поставленной технологической задачи и перспективы построения сложных иерархических систем управления автомобилем на основе данного метода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Колесников А.А. Синергетическая теория управления. М.: Энергоатомиздат, 1994. 344 с.
- [2] Колесников, А.А. Синергетические методы управления сложными системами: теория системного синтеза. 2-е изд. М.: Либроком, 2012. 240 с.
- [3] Современная прикладная теория управления: Синергетический подход в теории управления. Таганрог: Изд-во ТРТУ. Ч. II. 2000. 559 с.
- [4] Современная прикладная теория управления: Новые классы регуляторов технических систем. Таганрог: Изд-во ТРТУ. Ч. III. 2000. 656 с.
- [5] Herring J.A., Burnham K.J., Oleksowicz S. Review and Simulation of Torque Vectoring Yaw Rate, Control International Conference on Systems Engineering 2012 (ICSE), pp. 1-6.
- [6] Kwang Hee Nam. AC Motor Control and Electrical Vehicle Applications. CRC Press. 2019.
- [7] Jazar R.N. Vehicle dynamics: Theory and Applications. Springer. 2008.
- [8] Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учебн. для студентов машиностроит. спец. вузов. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
- [9] Попов А.Н. Синергетический синтез законов энергосберегающего управления электромеханическими системами. Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2003. 67 с.
- [10] Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин. М.: Высшая школа, 1994. 327 с.