

Раздел III. Синергетическое управление подвижными объектами

УДК 681.51

Г.Е. Веселов, А.М. Никифоров

СИНЕРГЕТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМОЙ «КОЛЕСО–ДВИГАТЕЛЬ» ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ*

Предлагается новый подход к проектированию стратегий управления системой «колесо–двигатель», базирующийся на применении принципов и методов синергетической теории управления. Предлагаемый подход позволяет выполнить синтез стратегий управления системой «колесо–двигатель», обеспечивающих асимптотическую устойчивость замкнутой системы во всей допустимой области изменения фазовых координат и инвариантность системы к изменению сцепления шины с дорожным покрытием. При этом не требуется идентификация кривых трения между контактными поверхностями дорожного покрытия и резиной шин, а синтез регулятора выполняется с использованием полной нелинейной модели движения системы.

Синергетическое управление; электромобиль; инвариант; аттрактор; инвариантная система.

G.E. Veselov, A.M. Nikiforov

SYNERGETIC CONTROL OF ELECTROMOBILE SYSTEM "WHEEL-ENGINE"

The article proposes a new approach to designing control strategies "wheel-drive" based on the application of the principles and methods of synergetic control theory. The proposed approach allows you to perform system control strategies for the synthesis of the "wheel-drive, ensuring the asymptotic stability of the closed-loop system in the entire permissible range of the phase coordinates and the invariance of the system to change of coupling of the tire to the road surface. It does not require identification of the curves of friction between the contact surfaces of pavement and tires rubber, and the synthesis of the controller is performed using the full nonlinear model of the system.

Synergistic control; electric car; the invariant; attractor; invariant system.

Введение. Антиблокировочная тормозная система (АБС) предотвращает полную блокировку колёс при торможении. У автомобилей с АБС гораздо меньший тормозной путь, кроме того правильное распределение тормозных усилий между колёсами улучшает курсовую устойчивость и не даёт транспортному средству уходить в боковое скольжение (юз).

В настоящее время широко используются тормозные системы, переводящие кинетическую энергию автомобиля в тепловую энергию, выделяющуюся на фрикционных поверхностях в процессе торможения. АБС, в таком случае, представляет собой систему датчиков, контролирующих скорости вращения колес и скорость автомобиля. Как только датчики распознают, что колеса (или одно из колес) стоит, а автомобиль движется – это означает блокировку колес (т.е. машина идет

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №10-08-00912-а).

юзом). В этот момент в тормозную систему поступает сигнал на уменьшение тормозного усилия и колеса разблокируются. Вся работа АБС сводится к циклу торможение–анализ–растормаживание. Чем чаще этот цикл повторяется, тем эффективнее торможение.

Перспективным направлением использования в качестве исполнительного привода каждого из колес электромобиля, на наш взгляд, является применение асинхронных электроприводов (собственный для каждого колеса), что позволяет построить гораздо более чувствительную и эффективную систему. Это возможно благодаря тому, что тормозной момент будет создаваться не гидравлической или пневматической системой регулирования положения тормозных колодок, а имеющей гораздо меньшее время переходных процессов системой регулирования напряжений на статоре электродвигателя.

Математическая модель и постановка задачи. Антиблокировочная тормозная система должна таким образом управлять скольжением каждого колеса, чтобы предотвратить его блокировку и обеспечить наибольшую степень сцепления с полотном дороги [1–3]. Закон управления АБС должен обеспечивать параметрическую робастность по отношению к быстро изменяющимся свойствам дорожного полотна и характеристикам шины. На рис. 1 изображена схема сил взаимодействия тормозной системы колеса, присоединенного к массе m . При вращении колеса в направлении скорости v , сила сопротивления шины F_x создается трением между поверхностью шины и покрытием дороги. Эта сила будет создавать момент, который порождает вращающее движение колеса, создавая угловую скорость ω . Тормозной момент, прилагаемый к колесу, будет действовать против вращения колеса, создавая отрицательное угловое ускорение.

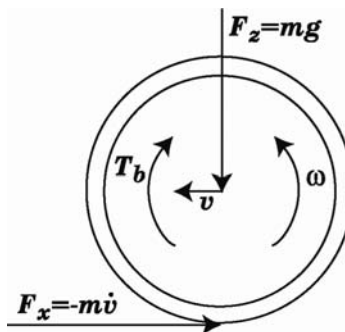


Рис. 1. Силы и моменты тормозной системы

Уравнения движения тормозной системы колеса имеют вид [1]

$$\begin{aligned} m \frac{dv}{dt} &= -F_x; \\ J \frac{d\omega}{dt} &= rF_x - T_b \operatorname{sign}(\omega), \end{aligned} \quad (1)$$

где v – горизонтальная скорость движения автомобиля; ω – угловая скорость колеса; F_z – вертикальная сила; F_x – сила сопротивления шины; T_b – тормозной момент; r – радиус колеса; J – инерция колеса.

Сила сцепления F_x шины задаётся в виде

$$F_x = F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha), \quad (2)$$

где коэффициент трения μ является нелинейной функцией следующих аргументов: λ – скольжения шины; μ_H – коэффициента сцепления между шиной и дорогой; α – угла скольжения колеса.

Продольное скольжение колеса λ определяется выражением

$$\lambda = \frac{v - \omega \cdot r}{v}. \quad (3)$$

Коэффициент λ описывает нормализованную разницу между горизонтальной скоростью v и скоростью вращения колеса ωr . Значение этого коэффициента $\lambda = 0$ соответствует свободному движению колеса, когда сила сцепления F_x не оказывает влияния. Если при скольжении достигается значение $\lambda = 1$, то колесо блокируется, что означает его остановку. Коэффициент трения μ может изменяться в широком диапазоне $\mu(0, \mu_H, \alpha) = 0$ при $\lambda = 0$ и $\mu(0, \mu_H, \alpha) > 0$ при $\lambda > 0$. Качественная зависимость μ от скольжения λ показана на рис. 2 [1]. Из рис. 3 следует, что коэффициент трения μ повышается при повышении λ до значения, где достигается максимум μ_H .

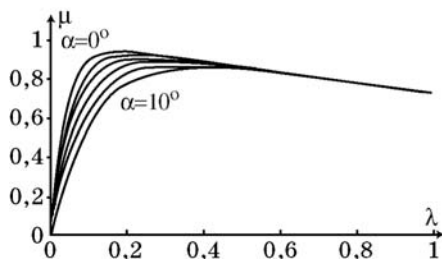


Рис. 2. Кривая скольжения шины $\mu(\lambda)$

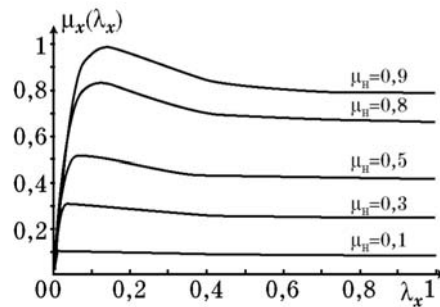


Рис. 3. Кривая скольжения шины $\mu_x(\lambda_x)$

Для высоких значений λ коэффициент μ будет понижаться до наименьшего значения, при котором колесо блокируется, т. е. будет действовать только трение скольжения. Зависимость трения от дорожных условий показана на рис. 2 и 3. Для влажного покрытия или при обледенении максимальное значение трения μ_H мало, а правая часть кривой выпрямляется. Очевидно, что кривая сцепления шины также зависит от марки шины, в частности, для зимних шин эта кривая будет иметь ярко выраженный максимум. В более общем случае сила сопротивления может быть вычислена как [2]:

$$F_x(F_z, v, \omega, \theta) = F_z \cdot \text{sign}(\lambda) \cdot \frac{\frac{\sigma_0}{L} \cdot g(\lambda, \omega, \theta) \frac{\lambda}{1-\lambda}}{\frac{\sigma_0 \cdot \lambda}{L \cdot (1-\lambda)} + g(\lambda, \omega, \theta)}; \quad (4)$$

$$g(\lambda, \omega, \theta) = \theta \cdot \left(\mu_c + (\mu_s - \mu_c) \cdot e^{-\frac{|r \cdot \omega \cdot \lambda|}{|1-\lambda| \cdot v_s}} \right),$$

где μ_c , μ_s – коэффициенты статического кулоновского трения; v_s – штрибековская скорость; σ_0 – нормализованная продольная жесткость; L – длина контактной поверхности шины; θ – параметр, характеризующий свойства поверхности. Если движение колеса происходит одновременно в двух направлениях, образуется угол скольжения α , который возникает, когда колесо движется со скоростью v_x в продольном направлении и со скоростью v_y в боковом направлении. В этом случае продольное $\lambda_x = \frac{v_x - \omega \cdot r}{v}$ и боковое скольжение $\lambda_y = \sin(\alpha)$ различаются как и соответствующие составляющие коэффициента трения μ_x и μ_y . На рис. 2 показана зависимость коэффициента трения от угла бокового скольжения α . Очевидно, что боковая сила F_y в основном зависит от угла бокового скольжения α , уменьшаясь по мере роста этого угла. В дальнейшем с целью упрощения будем полагать $\alpha = 0$ и, следовательно, $\mu_x = \mu$ и $v_x = v$.

На основе (1), (3) при $v > 0$ и $\omega \geq 0$ получим:

$$\frac{d\lambda}{dt} = -\frac{1}{v} \cdot \left(\frac{1}{m} \cdot (1 - \lambda) + \frac{r^2}{J} \right) F_z \cdot \mu(\lambda, \mu_H, \alpha) + \frac{r}{v \cdot J} \cdot T_b, \quad (5)$$

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{1}{m} F_z \mu(\lambda, \mu_H, \alpha). \quad (6)$$

Из уравнений (5), (6) следует, что когда $v = 0$, динамика разомкнутой системы (от T_b к λ) становится бесконечно быстрой с бесконечным коэффициентом усиления. Это приводит к потере управляемости, а регулятор скольжения при малых v должен быть отключен.

Если $v(0) > 0$ и $\lambda(0) \in [0, 1]$, то $\lambda(t) \in [0, 1]$ и $\dot{v}(t) \leq 0$ для всех $t \geq 0$, при $v(t) > 0$ [1]. Действительно, λ является непрерывной функцией, поэтому возможны точки схода: $\lambda = 1$ и $\lambda = 0$. Рассмотрим сначала $\lambda = 0$. Поскольку $\mu(0) = 0$, из (5) следует, что $\dot{\lambda}(t) = \frac{r}{v \cdot J} \cdot T_b \geq 0$, так как $T_b \geq 0$. Отсюда следует, что $\lambda(t) \geq 0$ для всех $t \geq 0$. Рассмотрим теперь вариант $\lambda = 1$. В этом случае $\omega = 0$ и из (1) следует, что $\dot{\omega}(t) \geq 0$. Согласно (3), $\dot{\lambda}(t) \leq 0$ и $\lambda(0 \leq 1)$, что означает $\lambda(t) \leq 1$ для всех $t \geq 0$. Наконец, отметим, что $\dot{v}(t) \leq 0$ в (1), так как $F_x \geq 0$ для $\lambda \in [1, 0]$.

При использовании трехфазного асинхронного привода в качестве исполнительного привода колеса, математическая модель создания момента будет иметь вид [4]

$$\begin{aligned}
 T_b &= \frac{3}{2} p k_r \psi_r i_{sy}; \\
 \frac{d\psi_r}{dt} &= r_r k_r i_{sx} - \frac{1}{T_r} \psi_r; \\
 \frac{di_{sy}}{dt} &= -\frac{1}{T_s^*} i_{sy} - \omega_r i_{sx} - r_r k_r \frac{i_{sx} i_{sy}}{\psi_r} - \frac{k_r}{L_s^*} \omega_r \psi_r + \frac{1}{L_s^*} u_{sy}; \\
 \frac{di_{sx}}{dt} &= -\frac{1}{T_s^*} i_{sx} + \omega_r i_{sy} + r_r k_r \frac{i_{sy}^2}{\psi_r} + \frac{k_r}{T_r L_s^*} \psi_r + \frac{1}{L_s^*} u_{sx}.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Здесь u_{sx}, u_{sy} – проекции напряжения статора на оси x и y вращающейся системы координат; i_{sx}, i_{sy} – проекции тока статора на оси координат; ψ_r – модуль результирующего вектора потокосцепления ротора; ω_r – угловая электрическая скорость ротора; $k_r = \frac{L_m}{L_r}$ – коэффициент электромагнитной связи ротора; r_s, r_r – активные сопротивления обмоток статора и ротора; L_s, L_r – полные индуктивности обмоток статора и ротора; L_m – взаимная индуктивность между статором и ротором; $L_s^* = L_s - L_m k_r, r_s^* = r_s + r_r k_r^2$ – преобразованные индуктивность и сопротивление статора; $T_r = \frac{L_r}{r_r}, T_s^* = \frac{L_s^*}{r_s^*}$ – постоянные времени ротора и статора; p – число пар полюсов. Предполагается, что переменные, относящиеся к обмотке ротора (напряжения источников питания, токи и потокосцепления), а также параметры обмотки ротора приведены к числу витков обмотки статора.

Математическая модель (7) рассматривается при следующих общепринятых физических допущениях:

- ◆ параметры обмоток фаз статора и ротора соответственно одинаковы, а система напряжений фаз симметрична;
- ◆ магнитопроводы ненасыщенны;
- ◆ воздушный зазор между взаимно перемещающимися частями равномерен;
- ◆ магнитодвижущая сила в воздушном зазоре синусоидальна;
- ◆ влияние потерь в стали и эффекта вытеснения тока и потока на характеристике АД не учитывается;
- ◆ обе части АД имеют однотипные распределенные обмотки.

Глобальной целью управления системой «колесо–двигатель» является поддержание заданного значения продольного скольжения λ^0 , являющегося либо константой, либо определяемого системой управления высшего уровня, например от ESP (электронной системы курсовой устойчивости) [1]. Регулятор скольжения должен быть робастным по отношению к неопределенностям в характеристике шины и изменениям условий дорожного покрытия.

Синтез закона управления. При синтезе стратегий управления системой «колесо–двигатель» электромобиля в статье предлагается использование теории и методов синергетической теории управления (СТУ) [5, 6]. Целью управления сис-

темой (1) является торможение колеса при требуемом значении величины проскальзывания $\lambda = \lambda^0 = const$. В соответствии с определенной целью и идеологией СТУ, ее основного метода *аналитического конструирования агрегированных регуляторов* (АКАР) [5, 6] и моделей (1), (3), (7) составим расширенную модель синергетического синтеза системы «колесо–двигатель» при $\omega \geq 0$:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= \eta(v - r \cdot \omega - v \cdot \lambda^0); \\ \frac{dv}{dt} &= v_1 \cdot z; \\ \frac{d\omega}{dt} &= -\frac{3}{2J} p k_r \psi_r i_{sy} - v_2 \cdot z, \\ \frac{d\psi_r}{dt} &= r_r k_r i_{sx} - \frac{1}{T_r} \psi_r; \\ \frac{di_{sy}}{dt} &= -\frac{1}{T_s^*} i_{sy} - \omega_r i_{sx} - r_r k_r \frac{i_{sx} i_{sy}}{\psi_r} - \frac{k_r}{L_s^*} \omega_r \psi_r + \frac{1}{L_s^*} u_{sy}; \\ \frac{di_{sx}}{dt} &= -\frac{1}{T_s^*} i_{sx} + \omega_r i_{sy} + r_r k_r \frac{i_{sy}^2}{\psi_r} + \frac{k_r}{T_r L_s^*} \psi_r + \frac{1}{L_s^*} u_{sx}, \end{aligned} \quad (8)$$

где z – динамическая переменная синтезируемого регулятора, выполняющая роль динамического оценщика внешнего *неизмеряемого возмущения*, действующего на систему; η , v_1 , v_2 – постоянные коэффициенты; λ^0 – требуемое значение величины скольжения. В правой части первого уравнения модели синергетического синтеза (8) отражен вводимый технологический инвариант $\lambda = \lambda^0 = const$.

Совокупность критериев управления или набор желаний проектировщика системы в методе АКАР принято выражать в виде соответствующей системы инвариантов – аттракторов, которые выступают как цель управления [5, 6]. На них обеспечивается выполнение заданной технологической задачи и (или) поддерживаются желаемые физические (энергетические, механические и др.) инварианты. При этом процедура синтеза сводится к поиску *базовых законов управления*, при которых указанные инварианты выполняются. Применительно к рассматриваемой системе «колесо–двигатель» требования определяются совокупностью инвариантов, состоящей из *технологического* (уже учтенного в расширенной модели синтеза (8)) и *электромагнитного инвариантов*. При этом из теории частотного управления асинхронным электроприводом известно, что механические характеристики асинхронного двигателя аналогичны характеристикам компенсированного двигателя постоянного тока независимо от возбуждения при обеспечении постоянства потокосцепления ротора

$$\psi_r = \psi_{r0}. \quad (9)$$

Тогда для синтеза законов управления введем первую пару макропеременных [7–9]

$$\begin{aligned} \psi_1 &= \beta_{11}(i_{sx} - \varphi_1) + \beta_{12}(i_{sy} - \varphi_2); \\ \psi_2 &= \beta_{21}(i_{sx} - \varphi_1) + \beta_{22}(i_{sy} - \varphi_2), \end{aligned} \quad (10)$$

удовлетворяющую системе функциональных дифференциальных уравнений

$$T_1 \frac{d\psi_1}{dt} + \psi_1 = 0; \quad T_2 \frac{d\psi_2}{dt} + \psi_2 = 0. \quad (11)$$

Здесь числовая матрица $B = \begin{vmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{vmatrix}$ является невырожденной, а пара-

метры T_1 и T_2 , определяющие время попадания изображающей точки (ИТ) системы на пересечение многообразий $\psi_1 = 0$ и $\psi_2 = 0$, выбираются из условия обеспечения асимптотической устойчивости системы (11), т.е. $T_1, T_2 > 0$. Из совместного решения систем уравнений (10) и (11) с учетом модели синтеза (8) получаем выражения для базового векторного закона управления:

$$u_{sx} = c_5 i_{sx} - L_s^* \omega_r i_{sy} - r_r k_r L_s^* \frac{i_{sy}^2}{\psi_r} - \frac{k_r}{T_r} \psi_r + L_s^* \frac{d\varphi_1}{dt} + c_6 (i_{sy} - \varphi_2) - c_4 \varphi_1; \quad (12)$$

$$u_{sy} = c_3 i_{sy} + L_s^* \omega_r i_{sx} + r_r k_r L_s^* \frac{i_{sx} i_{sy}}{\psi_r} + k_r \omega_r \psi_r + L_s^* \frac{d\varphi_2}{dt} - c_2 \varphi_2 + c_1 (i_{sx} - \varphi_1),$$

где $c_1 = \frac{\beta_{11} \beta_{21} T_s^* L_s^* (T_2 - T_1)}{c_0}$; $c_0 = T_1 T_2 T_s^* (\beta_{11} \beta_{22} - \beta_{12} \beta_{21})$; $c_3 = c_2 + \frac{L_s^*}{T_s^*}$;

$c_5 = c_4 + \frac{L_s^*}{T_s^*}$; $c_2 = \frac{T_s^* L_s^* (\beta_{12} \beta_{21} T_2 - \beta_{11} \beta_{22} T_1)}{c_0}$; $c_4 = \frac{T_s^* L_s^* (\beta_{12} \beta_{21} T_1 - \beta_{11} \beta_{22} T_2)}{c_0}$;

$c_6 = \frac{\beta_{12} \beta_{22} T_s^* L_s^* (T_1 - T_2)}{c_0}$.

При попадании ИТ системы в окрестность пересечения многообразий $\psi_1 = 0$ и $\psi_2 = 0$ в замкнутой системе (8), (12) происходит *динамическая декомпозиция*, а ее поведение будет описываться редуцированной системой дифференциальных уравнений пониженного порядка:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= \eta (v - r \cdot \omega - v \cdot \lambda^0); \\ \frac{dv}{dt} &= v_1 \cdot z; \\ \frac{d\omega}{dt} &= -\frac{3}{2J} p k_r \psi_r \varphi_2 - v_2 \cdot z, \\ \frac{d\psi_r}{dt} &= r_r k_r \varphi_1 - \frac{1}{T_r} \psi_r. \end{aligned} \quad (13)$$

Для декомпозированной модели (13) введем вторую совокупность макропеременных:

$$\begin{aligned} \psi_3 &= \psi_r - \psi_{r0}; \\ \psi_4 &= v - r\omega - v\lambda^0 - \gamma z. \end{aligned} \quad (14)$$

Следуя процедуре синтеза методом АКАР, из совместного решения (14), функциональных уравнений

$$T_3 \frac{d\psi_3}{dt} + \psi_3 = 0; \quad T_4 \frac{d\psi_4}{dt} + \psi_4 = 0 \quad (15)$$

и декомпозированной модели (13) находим выражение для внутренних управляющих воздействий:

$$\varphi_1 = -\frac{T_r(\psi_r - \psi_{r0}) - T_3\psi_r}{r_r k_r T_r T_3}; \quad (16)$$

$$\varphi_2 = -\frac{2J}{3rpk_r\psi_r T_4} \left([T_4\gamma\eta - 1][r\omega + v(1 - \lambda^0)] + T_4 z(v_1[1 - \lambda^0] + v_2 r) - \alpha z \right).$$

При подстановке (16) в (12) можно записать окончательный векторный закон управления системы «колесо–двигатель», запись которого в статье опустим ввиду его громоздкости.

Компьютерное моделирование замкнутой системы. Проведем исследование синтезированной системы управления «колесо–двигатель» при следующих параметрах объекта и среды: $\alpha^0 = 0$, $L = 0,25$ м, $\mu_c = 0,5$, $\mu_s = 0,9$, $v_s = 12,5$ м/с, $r = 0,3$ м, $m = 200$ кг, $J = 0,23$ Н·м·с², $F_z = 3000$ Н, $p = 2$, $r_r = 5,619$ Ом, $L_m = 0,447$ Гн, $L_r = 0,476$ Гн, $r_s = 9,53$ Ом, $L_s = 0,484$ Гн, а также параметрах регулятора $\lambda^0 = 0,1$, $\eta = 1000$, $v_1 = 1$, $v_2 = 2$, $\gamma = -5$,

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 3 & 4 \end{bmatrix}, \quad \psi_{r0} = 0,7 \text{ Вб}, \quad T_1 = 0,001, \quad T_2 = 0,001, \quad T_3 = 0,01, \quad T_4 = 0,02.$$

Результаты моделирования в среде Matlab представлены на рис. 4–7. При моделировании полагалось, что коэффициент сцепления с поверхностью θ изменяется во времени в соответствии с зависимостью

$$\theta(s) = \begin{cases} 0,3 & \text{при } s \in [0,10]; \\ 1,3 & \text{при } s \in (10,20); \\ 0,7 & \text{при } s \in (20,30); \\ 0,4 & \text{при } s \in (30,40); \\ 1,5 & \text{при } s \in (40,50); \\ 0,6 & \text{при } s \in (50,\infty); \end{cases} \quad s = \int_0^t v(\tau) d\tau.$$

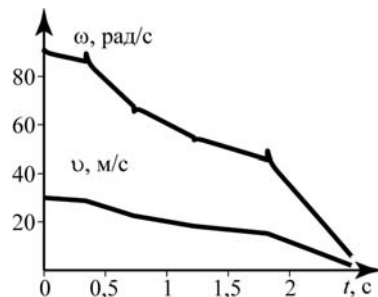


Рис. 4. Переходные процессы относительно линейной и угловой скоростей

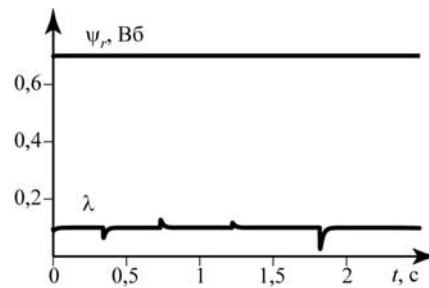


Рис. 5. Переходные процессы относительно потока сцепления ротора и скольжения

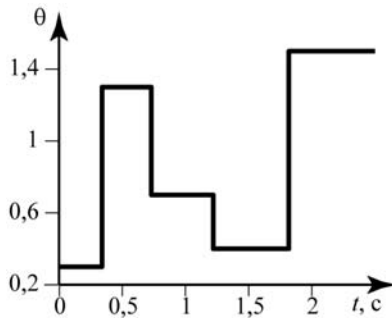


Рис. 6. График изменения коэффициента сцепления с поверхностью

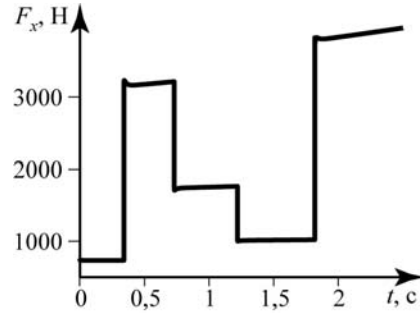


Рис. 7. График изменения силы трения

Таким образом, результаты компьютерного моделирования синтезированной синергетической системы управления «колесо–двигатель» свидетельствуют о ее высокой эффективности функционирования в условиях неопределенности действия внешней среды.

Заключение. Таким образом, в статье продемонстрирован новый синергетический подход к синтезу стратегий управления системой «колесо–двигатель». Отличительной особенностью предложенного подхода является то, что при конструировании регулятора не требуется идентификация кривых трения между контактными поверхностями дорожного покрытия и резиной шин, при этом синтез регулятора выполняется с использованием полной нелинейной модели движения системы. Синтезированный регулятор обеспечивает асимптотическую устойчивость замкнутой системы во всей допустимой области изменения фазовых координат и инвариантность системы к изменению сцепления шины с дорожным покрытием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Petersen I., Johansen T., Kalkkuhl J., Ludermann J. Sleep control using gain-scheduled LQ-LPV/LMI analysis and experimental results// Proceeding of European Control Conference. Cambridge, UK, September 1–4, 2003.
2. Canudas de Wit C., Tsiotras P. Dynamic tire models for vehicle traction control// Proceeding of the 38th IEEE Control and Decision Conference, 1999.
3. Тюкин И.Ю., Терехов В.А. Адаптация в нелинейных динамических системах // Синергетика: от прошлого к будущему. – М.: ЛКИ, 2008.
4. Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. – М.: Энергия, 1979.
5. Колесников А.А. Синергетическая теория управления. – М.: Энергоатомиздат, 1994.
6. Колесников А.А. Синергетическая теория управления: концепции, методы, тенденции развития // Известия ТРТУ. – 2001. – № 5 (23). – С. 7-27.
7. Колесников А.А., Веселов Г.Е. Синергетическое управление нелинейными электроприводами III. Векторное управление асинхронными электроприводами // Известия вузов. Электромеханика. – 2006. – № 2. – С. 25-36.
8. Веселов Г.Е., Колесников А.А. Аналитическое конструирование векторных законов управления асинхронными электроприводами // Известия ТРТУ. – 1999. – № 2 (12). – С. 58.
9. Колесников А.А., Веселов Г.Е. и др. Синергетические методы управления сложными системами: механические и электромеханические системы. – М.: КомКнига, 2006.

Статью рекомендовал к опубликованию д.т.н., профессор В.А. Терехов.

Веселов Геннадий Евгеньевич

Технологический институт федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Южный федеральный университет» в г. Таганроге.

E-mail: deanfib@tti.sfedu.ru.

347900, г. Таганрог, ул. Чехова, 2.

Тел.: 88634360450.

Факультет информационной безопасности; декан.

Никифоров Арсений Михайлович

E-mail: nikiforovwork@mail.ru.

Тел.: 88634318090.

Кафедра синергетики и процессов управления; студент.

Veselov Gennady Evgen'evich

Taganrog Institute of Technology – Federal State-Owned Autonomy Educational Establishment of Higher Vocational Education “Southern Federal University”.

E-mail: deanfib@tti.sfedu.ru.

2, Chexova Street, Taganrog, 347900, Russia.

Phone: +78634360450.

College of Informational Security; Dean.

Nikiforov Arseniy Mixajlovich

E-mail: nikiforovwork@mail.ru.

Phone: +78634318090.

The Department of Synergetics and Control; Student.

УДК 681.51

Ал.А. Колесников

**МЕТОД СИНЕРГЕТИЧЕСКОГО СИНТЕЗА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
КОЛЕБАНИЯМИ «ПЕРЕВЕРНУТОГО МАЯТНИКА НА ПОДВИЖНОЙ
ТЕЛЕЖКЕ»**

В докладе в полной нелинейной постановке решена известная своей сложностью проблема стабилизации «перевернутого маятника на подвижной тележке». Методом аналитического конструирования агрегированных регуляторов (АКАР) синтезированы законы управления движением тележки, обеспечивающие стабилизацию или автоколебания маятника с максимальным отклонением ($\pm 0,5\pi$) от верхнего неустойчивого положения. Рассматриваемая двухмассовая модель «перевернутый маятник на подвижной тележке» отражает поведение различных реальных механических систем – от ориентации космических аппаратов до поведения манипуляционных роботов и маятниковых транспортных систем. В литературе уделяется важное внимание проблеме управления такого рода механическими системами, что и указывает на существенную прикладную значимость предложенного в докладе эффективного решения этой проблемы теории управления.

«Перевернутый маятник на подвижной тележке»; инвариантное многообразие; синтез; законы управления.

Al.A. Kolesnikov

**METHOD OF SYNERGETICS SYNTHESIS OF “INVERTED PENDULUM
ON MOBILE CART” OSCILLATION CONTROL SYSTEM**

In the report we solve nonlinear complex problem of stabilization of “inverted pendulum on mobile cart”. By using method of analytical design of aggregated regulators (ADAR) we have designed control laws for cart movement providing pendulum stabilization or self-oscillation with max.