

Интеллектуальная система стабилизации безопасной скорости автомобиля

С.Е. Бузников, П.В. Тамбулатов

Кафедра "Управление и информатика в технических системах", МИЭМ

Контактная информация: С.Е. Бузников тел. раб. (495) 916 88 49, e-mail: buznikof@mail.ru,

П.В. Тамбулатов тел. моб. (926)129 49 62, pasha.vt@yandex.ru

Одной из глобальных проблем современного общества является проблема безопасности движения автотранспорта. Перспективным направлением решения проблемы, развиваемым ведущими зарубежными фирмами-производителями, является создание различных систем активной безопасности и оснащение ими эксплуатируемого автопарка. Системы активной безопасности предназначены для предотвращения определенных типов столкновений автомобиля с препятствиями и входят сегодня в штатную комплектацию подавляющего большинства автомобилей зарубежного производства. Однако решение проблемы создания эффективных полнофункциональных систем активной безопасности в настоящее время далеко до завершения в силу высокого научного уровня сложности проблемы.

Системный анализ рассматриваемой проблемы на структурированном множестве типовых столкновений [1] показывает, что современные системы стабилизации безопасных дистанций, продольных и поперечных скольжений колес потенциально позволяют предотвратить лишь 23 из 100 типовых столкновений.

Задача оптимального управления на конечном интервале $t_2 \div t_1$ [2] для систем активной безопасности формулируется как задача минимизации модифицированного [3] квадратичного функционала качества управления вида:

$$Q^*(t_2) = Q(t_2) + \int_{t_1}^{t_2} \Delta C(R, \tau) d\tau + Q^*(R, t_1) \Rightarrow \min \quad (1)$$

при $U \in U_{\text{дон}}$; $R \in R_{\text{дон}}$, где $Q(t_2) = Q_1(t_2) + \int_{t_1}^{t_2} L_1[X(\tau), \tau] d\tau + \int_{t_1}^{t_2} L_2[U(\tau), \tau] d\tau$ – классический квадратичный функционал качества управления; $\Delta C(R, \tau)$ – удельные затраты на поддержание системы управления в работоспособном состоянии; $Q^*(R, t_1)$ – затраты на приобретение и установку программно-аппаратных средств; $R = (R_H, R_S)^T$ – вектор программных (R_S) и аппаратных (R_H) средств.

Решением задачи (1) являются управляющие воздействия $U(t) \in U_{\text{дон}}$, формируемые в программно-аппаратной среде $R \in R_{\text{дон}}$. Минимум классического квадратичного

функционала качества управления достигается в задачах Больца и Лагранжа при выполнении неравенств вида:

$$X_{i\text{ }_{\text{сп}}}^H(X,U,t) \leq X_i(t) \leq X_{i\text{ }_{\text{сп}}}^B(X,U,t), \quad 1 \leq i \leq n, \quad (2)$$

где $X_{i\text{ }_{\text{сп}}}^H(X,U,t)$ и $X_{i\text{ }_{\text{сп}}}^B(X,U,t)$ определяются из условий предотвращения типовых столкновений.

Для решения задачи минимизации классического квадратичного функционала качества управления на множестве управлений U , используется метод аналитического конструирования регуляторов, получивший развитие в известных работах [4].

Минимизация дополнительных составляющих модифицированного функционала качества на множестве технических решений R достигается за счет использования виртуальных датчиков информации [5], реализуемых с помощью моделей объекта в минимальной конфигурации используемых технических средств.

Косвенные измерения давлений воздуха в шинах, температур перегрева шин и тормозов, износов кордов шин, дополнительных углов развала и схождения колес, угла поворота управляемых колес, продольных и поперечных ускорений, продольной скорости центра масс, коэффициентов сцепления шин с поверхностью и других переменных реализованы в действующей системе активной безопасности ИНКА-спорт [6, 10].

Тривиальное решение задачи Майера для стабилизации скорости центра масс V_m без учета функциональных ограничений в случае линейного представления динамической модели объекта [7] сводится к уравнению аналогового ПИ – регулятора, обеспечивающего экспоненциальную устойчивость непрерывной системы.

подавляющее большинство современных компьютерных систем круиз-контроля построены именно на этом решении, обладающем рядом серьезных недостатков:

- значительные ошибки стабилизации, обусловленные необходимостью уменьшения коэффициентов усиления регулятора во избежание возникновения колебательных режимов в реальных системах с нелинейным объектом и дискретным управлением;

- возможность беспрепятственного выхода объекта на аварийные режимы при прохождении виражей, при торможениях с недопустимыми перегревами тормозов и шин, недопустимыми пробуксовками колес на скользких покрытиях и др.

Отмеченные недостатки ограничивают условия использования таких систем круиз-контроля прямолинейными свободными участками дорог при движении на абсолютно исправном автомобиле с относительно малыми скоростями по идеальным сухим покрытиям.

Очевидно, что в реальных условиях эксплуатации автомобилей в России использование таких систем крайне опасно, что собственно и объясняет их непопулярность у водителей-практиков.

Нетривиальное решение задачи стабилизации безопасной скорости с учетом функциональных ограничений возможно на основе систематизированных знаний о свойствах объекта, представляемых с помощью математических моделей и придающих системе статус интеллектуальной.

Вектор воздействий на органы управления $U = (U_1, U_2, U_3)^T$, где U_1 – номер передачи коробки переключения передач; U_2 – управляющее воздействие, соответствующее положению дроссельной заслонки двигателя; U_3 – управляющее воздействие на тормозную систему. Минимизация аддитивной составляющей затрат на управления в квадратичном функционале (1) предполагает автоматизацию формирования компонент вектора $U = (U_1, U_2, U_3)^T$ без участия водителя. Данный эффект достигается путем автоматического управления трансмиссией, двигателем и тормозами. В число ограничений, формирующих функцию потерь в квадратичном функционале (1) для технически исправного автомобиля входят граничные скорости, определяемые из достаточных условий предотвращения типовых столкновений. К их числу относятся: V_{ep1} – граничная скорость опрокидывания автомобиля; V_{ep2} – граничная скорость заноса задних колес; V_{ep3} – граничная снос передних колес; V_{ep4} – граничная скорость разрыва корда шин; V_{ep5} – граничная скорость пробуксовки ведущих колес; V_{ep6} – граничная скорость аварийного перегрева тормозов; V_{ep7} – граничная скорость, определяемая асимметрией колесных пар, обусловленной разностью давлений в шинах; V_{ep8} – граничная скорость, определяемая асимметрией колесных пар, обусловленная использованием колеса уменьшенного диаметра (докатки); V_{ep9} – граничная скорость, определяемая допустимым перегревом шин.

Система дифференциальных уравнений продольного движения центра масс объекта приводится к виду:

$$\begin{cases} \dot{V}_m = a_{dT}(U) - k_x m_0^{-1} V_m^2 - k_{TP} g - \tilde{\alpha}_T g; \\ \dot{L}_m = V_m, \text{ где} \end{cases}$$

L_m – путь, пройденный центром масс, $a_{dT}(U) = [a_d(U_1, U_2) - a_T(U_3)]$ – сумма тягового и тормозного ускорений, создаваемых двигателем, трансмиссией и тормозной системой;

$U_1 \in [0, 1 \dots U_{1\max}]$; $U_2 = \sin \varphi_{dp}$; $U_3 = P_T P_{T\max}^{-1}$; $U_{1\max}$ – максимальный номер прямой передачи; φ_{dp} – угол поворота дроссельной заслонки; P_T – давление в тормозной системе; $P_{T\max}$ – максимальное давление в тормозной системе; k_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления, m_0 – масса автомобиля; k_{mp} – коэффициент трения качения шин; α_T – угол тангажа.

С учетом проекции вектора скорости ветра V_T на направление продольного движения центра масс и дополнительной составляющей a_{oon} , обусловленной влиянием дополнительных составляющих, препятствующих движению, приведенное значение $\tilde{\alpha}_T = \alpha_T + g^{-1} [V_T (2V_m + V_T)] k_x m_0^{-1} + g^{-1} a_{oon}$.

Уравнение тягового ускорения $a_d(U_1, U_2)$ определяется путем линейной аппроксимации зависимости мощности двигателя $W_{\partial e}(N_{\partial e})$ в диапазоне оборотов $0 \leq N_{\partial e} \leq N_{\max}$ [8] и приводится к виду:

$$a_d(U_1, U_2) = \begin{cases} A_{10}(U_1) \cdot U_2, & \text{если } V_m \leq V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ [A_{11} V_m^{-1} U_2^2 - A_{12} U_2], & \text{если } V_m > V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ 0, & \text{если } U_1 = 0; \end{cases} \quad (3)$$

$$A_{10} = 735 \cdot m_0^{-1} \cdot R_c \cdot R_d^{-1} \cdot W_{\max} \cdot [V_m^*(U_1)]^{-1}; A_{11} = 735 \cdot m_0^{-1} \cdot R_c \cdot R_d^{-1} \cdot [W_{\max} + |\alpha_E| N_{\text{дв}}^*];$$

$A_{12} = 7 \cdot 10^3 \cdot m_0^{-1} \cdot R_d^{-1} \cdot k_{\text{п}}(U_1) \cdot k_{\text{ред}} |\alpha_E|$; R_c и R_d – свободный и динамический радиусы ведущих колес; W_{\max} – максимальная мощность двигателя, развиваемая при числе оборотов $N_{\text{дв}}^*$; $V_m^*(U_1) = 0.105 N_{\text{дв}}^* k_{\text{ред}}^{-1} k_{\text{п}}^{-1}(U_1) R_c$; $k_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора главной передачи; $k_{\text{п}}(U_1)$ – передаточное число КПП на передаче U_1 ; $\alpha_E = W_{\max} \cdot \Delta N_{\text{дв}}^{-1}$ – коэффициент наклона скоростной характеристики двигателя при $N_{\text{дв}} > N_{\text{дв}}^*$, $\Delta N_{\text{дв}} \approx 1000$ об/мин; $U_1 = 0$ соответствует отключению трансмиссии от двигателя в нейтральном состоянии КПП.

Величина тягового ускорения ограничена вследствие ограниченности сил трения скольжения, уравновешивающих тяговые силы.

Верхняя граница тягового ускорения a_s^B приводится к виду:

$$a_s^B = \begin{cases} (m_1 + m_2) \cdot m_0^{-1} \cdot k_s^* \cdot g \cdot [1 + b^{-1} R_d \cdot k_s^*]^{-1}, & \text{если привод передний;} \\ (m_3 + m_4) \cdot m_0^{-1} \cdot k_s^* \cdot g \cdot [1 - b^{-1} R_d \cdot k_s^*]^{-1}, & \text{если привод задний;} \\ \sim k_s^* \cdot g, & \text{если привод полный, где} \end{cases} \quad (4)$$

k_s^* – максимальное значение коэффициента трения скольжения ведущих колес;

m_i – масса, приходящаяся на i -е колесо, $1 \leq i \leq 4$.

Результирующее тяговое ускорение центр масс, с учетом (3) и (4), определяется в виде: $a_d^* = \min \{a_d(U); a_s^B\}$. a_s^H определяется аналогично a_s^B для k_s^* отрицательного знака.

На рис.1 приведены графики зависимостей тягового ускорения от управляющего воздействия на дроссельную заслонку для 2, 3, 4, 5 передач автомобиля Мерседес-Бенц Е240Т, движущегося со скоростью 15 м/с.

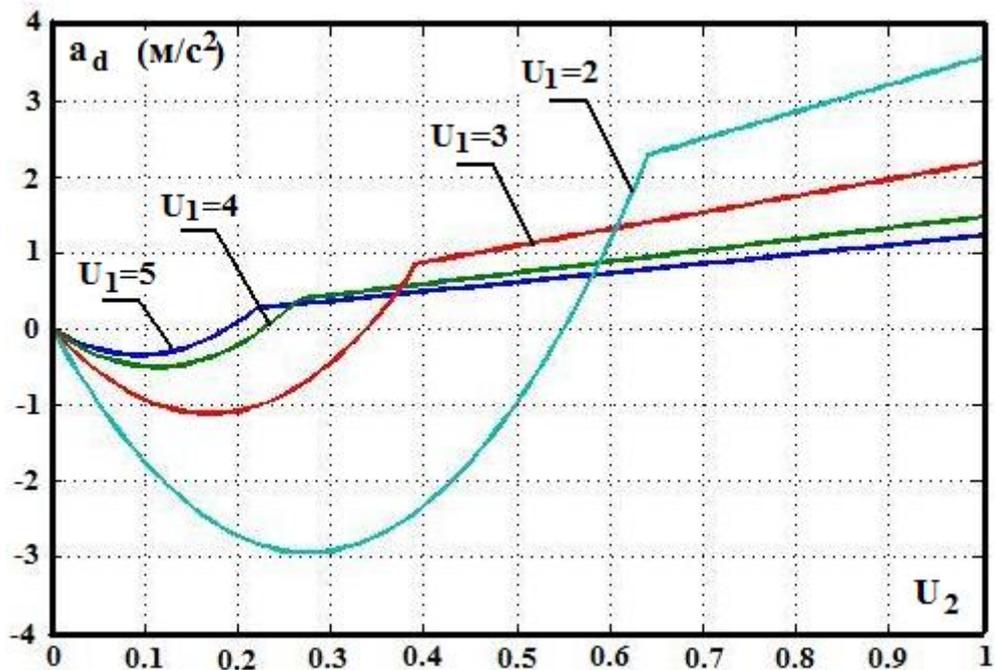


рис.1 Зависимости тяговых ускорений $a_d(U_1, U_2)$ от управляющего воздействия на дроссельную заслонку U_2

На рис.2 приведены зависимости тягового ускорения $a_d(U_1, U_2)$ от скорости центра масс V_m для $1 \leq U_1 \leq 5$ автомобиля Мерседес-Бенц Е240Т при $U_2 = U_{2min} = 0.1$.

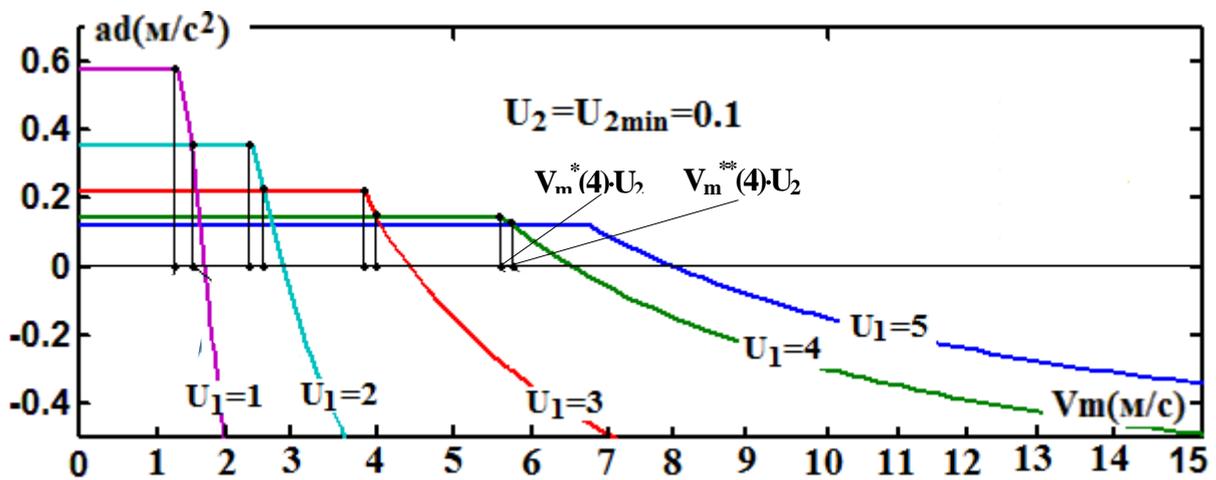


рис.2 Зависимости тягового ускорения $a_d(U_1, U_2)$ от скорости центра масс V_m

Задача управления АКПП сводится к формированию последовательности переключения передач U_1 , обеспечивающей разгоны с максимальными ускорениями a_m и устойчивое движение с наибольшей скоростью V_m при заданном U_2 .

Решением задачи управления АКПП при разгонах является следующее:

$$U_1(k) = \begin{cases} \min[U_1 \in U_{1\text{дон}}], \text{ если } U_{1\text{дон}} \text{ не пусто;} \\ U_1(k-1), \text{ если } U_{1\text{дон}} \text{ пусто;} \end{cases}$$

$U_1 \in U_{1\text{доп}}$, если выполняется система неравенств:

$$\begin{cases} a_s^H \leq a_d(U_1, U_2) \leq a_s^B; \\ 0 \leq V_m(k) \leq V_m^{**}(U_1), \text{ где } V_m^{**}(U_1) = A_{11}[A_{10}(U_1 + 1) + A_{12}(U_1)]^{-1}. \end{cases}$$

Тягово-тормозное ускорение, обеспечивающее минимизацию модуля ошибки или выполнение неравенств $V_m \leq V_{\text{сп}i}$, $1 \leq i \leq r$, за один шаг следует из уравнения продольного движения центра масс:

$$a_{dT}^*(k) = E^*(k)\Delta T^{-1} + k_x m_0^{-1} V_m^2(k) + k_{\text{тр}} g + \hat{\alpha}_T(k)g, \text{ где}$$

$$E^*(k) = \begin{cases} [V_{mz} - V_m(k)], \text{ если } V_{mz} \leq V_{\text{сп}3}; \\ [V_{\text{сп}3} - V_m(k)], \text{ если } V_{mz} > V_{\text{сп}3}, \text{ где} \end{cases}$$

$$\hat{\alpha}_T(k) = g^{-1}[\alpha_d(k-1) - \alpha_m(k-1) - k_x m_0^{-1} V_m^2(k-1)] - k_{\text{тр}};$$

V_{mz} – заданная скорость стабилизации;

$V_{\text{сп}3}$ – экстраполированное значение $V_{\text{сп}} = \min\{V_{\text{сп}1}, V_{\text{сп}2}, V_{\text{сп}3}, \dots, V_{\text{сп}9}\}$.

$$a_{dT}(U) = \begin{cases} a_{dT}^*(U), \text{ если } a_s^H \leq a_{dT}^*(U) \leq a_s^B; \\ a_s^B, \text{ если } a_{dT}^*(U) > a_s^B; \\ a_s^{H*}, \text{ если } a_{dT}^*(U) < a_s^{H*}, \text{ где } a_s^{H*} = -k_s^* g. \end{cases}$$

Решением задачи управления АКПП при стабилизации безопасной скорости является:

$$U_1(k) = \begin{cases} \max[U_1 \in U_{1\text{дон}}^*], \text{ если } U_{1\text{дон}}^* \text{ не пусто;} \\ U_1(k-1), \text{ если } U_{1\text{дон}}^* \text{ пусто и } V_m \leq V_m^*(U_1); \\ U_1(k-1) + 1, \text{ если } U_{1\text{дон}}^* \text{ пусто и } V_m > V_m^*(U_1); \end{cases}$$

$U_1 \in U_{1\text{дон}}^*$, если выполняется система неравенств:

$$\begin{cases} a_{\text{min}}^*(U_1) \leq a_{dT}(k) \leq A_{10}(U_1); \\ V_{\text{min}}(U_1) \leq V_m(k) \leq V_m^*(U_1), \text{ где} \end{cases}$$

$$a_{\text{min}}^*(U_1) = -0.25A_{12}^2(U_1)A_{11}^{-1}V_m; \quad V_{\text{min}}(U_1) = 2A_{11}A_{12}^{-1}(U_1)U_{2\text{min}};$$

Управляющее воздействие U_2 определяется как результат решения обратной задачи $a_{dT} = a_d(U_1, U_2)$ и приводится к виду:

$$U_2(k) = \begin{cases} a_{dT}(k)A_{10}^{-1}(U_1), & \text{если } a_{dT}(k) \geq a_{ep}; \\ 0.5A_{12}A_{11}^{-1}V_m + \sqrt{D}, & \text{если } a_{dT}(k) < a_{ep} \text{ и } D \geq 0; \\ 0.5A_{12}A_{11}^{-1}V_m, & \text{если } a_{dT}(k) < a_{ep} \text{ и } D < 0 \text{ и } V_m \geq V_{\min}(U_1); \\ U_{2\min}, & \text{если } a_{dT}(k) < a_{ep} \text{ и } D < 0 \text{ и } V_m < V_{\min}(U_1); \end{cases}$$

$$\text{где } a_{ep} = A_{10}(U_1)V_m[V_m^*(U_1)]^{-1}; \quad D = [0.25A_{12}^2A_{11}^{-2}V_m^2 + A_{11}^{-1}V_m a_{dT}(k)];$$

Управляющее воздействие на тормозную систему U_3 , в случае автоматической трансмиссии, определяется с учетом тягового ускорения двигателя и трансмиссии $a_d(U_1, U_2)$ и необходимого тягово-тормозного ускорения a_{dT} , определяемого из уравнения одношагового регулятора:

$$U_3 = \begin{cases} [a_d(U_1, U_2) - a_{dT}]m_0[\sum_{i=1}^4 k_{3i}]^{-1}, & \text{если } a_{dT}(k) < a_{ep} \text{ и } D < 0; \\ 0, & \text{если } a_{dT}(k) < a_{ep} \text{ и } D > 0; \\ 0, & \text{если } a_{dT}(k) \geq a_{ep}. \end{cases}$$

В рассматриваемой системе предусматривается два способа управления тормозами: общее и раздельное.

В случае общего управления тормозами управляющее воздействие на тормозные цилиндры i -го колеса U_{3i} , $1 \leq i \leq 4$, определяются в виде:

$$U_{3i} = \begin{cases} U_3, & \text{если } U_3 \leq U_{3ep}; \\ U_{3ep}, & \text{если } U_3 > U_{3ep}, \text{ где:} \end{cases}$$

$$U_{3ep} = \min\{U_{3ep1}, U_{3ep2}, U_{3ep3}, U_{3ep4}, 1\}; \quad U_{3epi} = [F_{TSi} + 0.5a_d m_0]k_{3i}^{-1} \quad - \text{ для ведущих колес;}$$

$$U_{3epi} = [F_{TSi}]k_{3i}^{-1} \quad - \text{ для ведомых колес; } F_{TSi} = F_{Ni} \cdot k_{Si}^* ;$$

$$\begin{cases} F_{N1} = m_1 g - 0.5b^{-1}R_d a_{dT} m_0 + 0.5a^{-1}h_m V_m^2 b^{-1}\psi_c m_0; \\ F_{N2} = m_2 g - 0.5b^{-1}R_d a_{dT} m_0 - 0.5a^{-1}h_m V_m^2 b^{-1}\psi_c m_0; \\ F_{N3} = m_3 g + 0.5b^{-1}R_d a_{dT} m_0 + 0.5a^{-1}h_m V_m^2 b^{-1}\psi_c m_0; \\ F_{N4} = m_4 g + 0.5b^{-1}R_d a_{dT} m_0 - 0.5a^{-1}h_m V_m^2 b^{-1}\psi_c m_0; \end{cases}$$

ψ_c – угол поворота управляемых колес, a – ширина колеи, b – колесная база, h_m – высота центра масс автомобиля.

В случае раздельного управления тормозами, U_{3i} определяются в виде:

$$U_{3i} = \begin{cases} U_3, \text{ если } U_3 \leq U_{3epi}; U_3 \leq U_{3epj}; U_3 \leq U_{3epr}; \\ U_{3epi}, \text{ если } U_3 > U_{3epi} \text{ или } U_{3i}^* > U_{3epi} \text{ или } U_{3i}^{**} > U_{3epi}; \\ U_{3i}^*, \text{ если } U_{3i}^* \leq U_{3epi} \text{ и } U_3 > U_{3epj} \text{ и } U_3 \leq U_{3epr}; \\ U_{3i}^{**}, \text{ если } U_{3i}^{**} \leq U_{3epi} \text{ и } U_3 > U_{3epj} \text{ и } U_3 > U_{3epr}, \text{ где} \end{cases}$$

$$U_{3i}^* = [2U_3 - U_{3epj}]; \quad ij = 1, 2; 2, 1; 3, 4; 4, 3;$$

$$U_{3i}^{**} = (k_{3r} k_{3i}^{-1} + 1)U_3 - k_{3r} k_{3i}^{-1} U_{3epr}; \quad ijr = 1, 2, 3; 2, 1, 4; 3, 4, 1; 4, 3, 1.$$

Границы областей стабилизации скорости V_{mz} для каждой из прямых передач U_1 при условии $a_s^H \leq a_d(U_1, U_2) \leq a_s^B$ определяется из уравнения продольного движения центра масс и границ устойчивого функционирования двигателя $N_{\delta e}^H$. Присутствие двух нижних границ α_{zp}^H и α_{zp}^{H*} объясняется тем, что для первой из них управляющее воздействие U_2 определяется из условия минимума тягового ускорения, для второй – $U_2 = U_{2min}$.

$$\begin{cases} \alpha_{zp}^B = [A_{10}(U_1) - k_x m_0^{-1} V_m^2] g^{-1} - k_{mp}; \\ \alpha_{zp}^{H*} = [A_{11} V_m^{-1} U_{2min}^2 - A_{12}(U_1) U_{2min} - k_x m_0^{-1} V_m^2] g^{-1} - k_{mp}; \\ \alpha_{zp}^H = -[0.25 A_{12}^2 A_{11}^{-1}(U_1) V_m] g^{-1} - k_{mp}; \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} V_{mzp}^B = V_m^{**}(U_1); \\ V_{mzp}^H = V_m^*(U_1) \cdot \gamma_E, \quad \text{где } \gamma_E = N_{\delta e}^H / N_{\delta e}^* \end{cases} \quad (6)$$

На рис.3 приведены области стабилизируемых скоростей для автомобиля Мерседес-БенцЕ240Т массой $m_0 = 1600$ кг на прямых передачах $U_1 = 2, 3, 4, 5$.

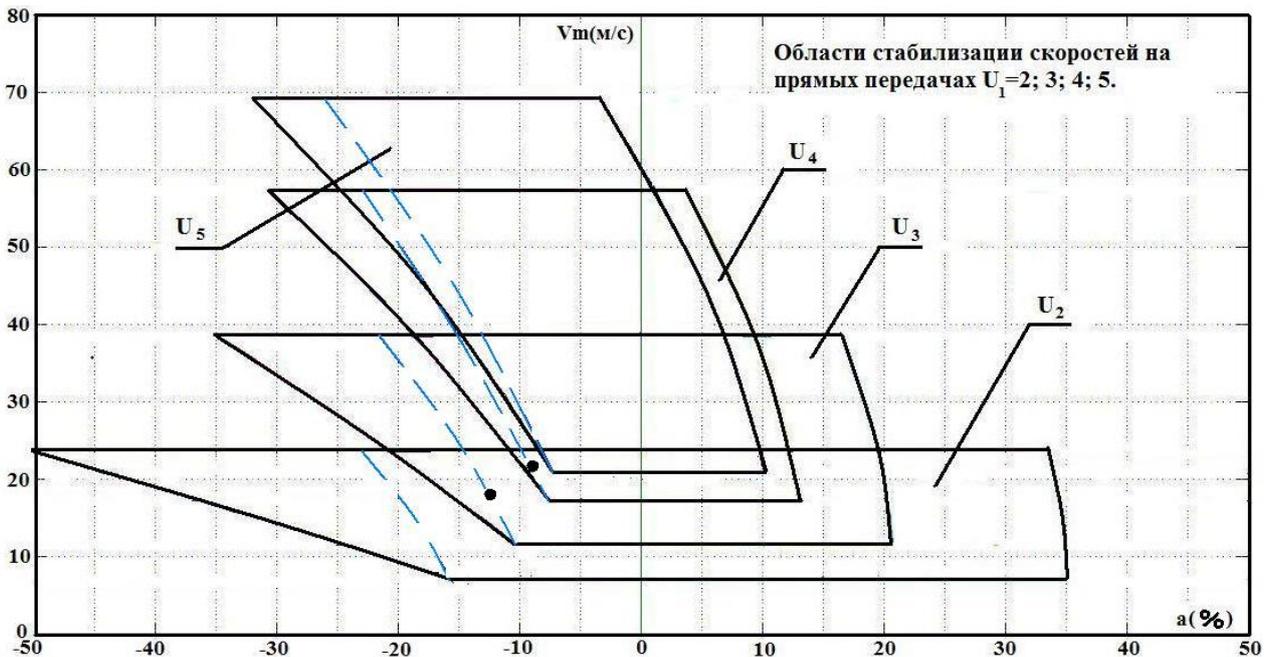


рис.3 Области стабилизируемых скоростей

Отмеченные режимы стабилизации скоростей подтверждаются экспериментальными результатами, полученными на испытуемом автомобиле, оснащенный автоматической трансмиссией и штатной системой круиз-контроля с ПИ-регулятором.

Моделирование динамики системы стабилизации безопасной скорости проводилось в среде Matlab 7.6.0 (R 2008a) с помощью специально разработанной программы [9].

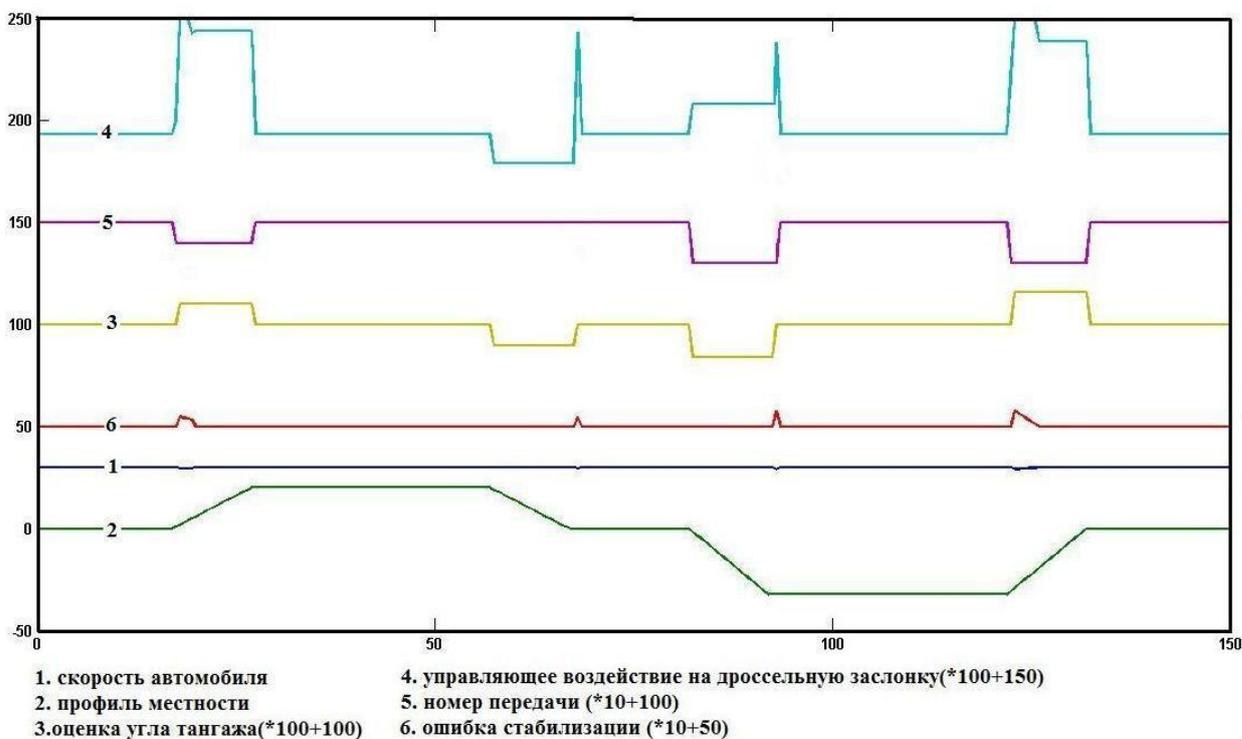


рис. 4 Результаты моделирования системы стабилизации безопасной скорости автомобиля в условиях движения с переменным углом тангажа

На рис.4 приведены результаты моделирования системы стабилизации безопасной скорости автомобиля в условиях переменного угла тангажа. В процессе движения моделируется прохождение автомобилем 10 % и 17 % спуска и подъема с автоматическим переключением передач и управлением дроссельной заслонкой.

Результаты проведенных исследований позволяют сформулировать следующие выводы:

- точное решение задачи стабилизации безопасной скорости движения автомобиля с учетом функциональных ограничений возможно при наличии идентифицированной модели продольного движения центра масс, двигателя, трансмиссии, тормозов и состояния поверхности дорожного покрытия;
- одношаговый регулятор, уравнение которого в дискретном времени является точным решением задачи, обеспечивает устойчивое управление с минимальным уровнем ошибок, определяемых адекватностью используемых моделей, а применение алгоритма

одношагового регулятора с автоматическим переключением передач позволяет расширить область стабилизируемых скоростей;

– применение рассмотренного алгоритма переключения передач позволяет снизить нагрузку на тормозную систему за счет использования торможения двигателем и снизить износ тормозных устройств и температуры их перегрева;

– алгоритм перераспределения тормозных управляющих воздействий обеспечивает повышение эффективности использования тормозной системы в изменяющихся условиях движения, в частности на виражах;

– введение функциональных ограничений на тяговые и тормозные ускорения, скорости опрокидывания, заноса и сноса колес, состояния шин и тормозов позволяет предотвратить более 60 типовых столкновений из 100 потенциально возможных;

– использование виртуальных датчиков информации для измерения углов поворота управляемых колес, продольных, поперечных ускорений, продольной скорости центра масс, давлений в шинах, температур перегрева шин и тормозов не требует введения дополнительных технических устройств, что позволяет минимизировать как затраты на эксплуатацию, так и общую стоимость системы.

Список литературы:

1. Бузников С.Е. Современное состояние и перспективы развития автомобильных систем активной безопасности. Труды XV Международной конференции "Проблемы управления безопасностью сложных систем". М.: РГГУ, 2007. – С.207-211.
2. Справочник по теории автоматического управления. Под ред. Красовского А.А. – М. Наука, 1987 - 712 с.
3. Бузников С.Е. Принципы построения рекордных автомобильных систем активной безопасности. Труды XV Международной конференции "Проблемы управления безопасностью сложных систем". М.: РГГУ, 2006. – С.506-507.
4. Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р., Математическая теория конструирования систем управления. Учебник для ВУЗов – М.:2003, - 614с.
5. Метод построения виртуальных датчиков информации систем активной безопасности автомобиля. Труды XVI Международной конференции «Проблемы управления безопасностью сложных систем» М.: РГГУ, 2009, С. 421 – 424.
6. Бузников С.Е. Елкин Д.С. Способ предотвращения столкновений автомобиля с препятствиями и система его осуществления. Патент на изобретение № 2335805, опубликовано 10.10.2008, бюл.№ 28.
7. Бишоп Р., Дорф Р., Современные системы управления. Пер. с англ. Копылова Б.И. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002 – 832с.
8. Бузников С.Е., Елкин Д.С., Найденов А.А. Параметрическая модель динамики легкового автомобиля в задачах конструирования систем активной безопасности. Труды XV Международной конференции "Проблемы управления безопасностью сложных систем". М.: РГГУ, 2007. – С.156-160.
9. Бузников С.Е., Тамбулатов П.В. Моделирование интегрированной системы динамической стабилизации состояния автомобиля. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010614595, Роспатент, 2010.
10. Бузников С.Е. Полнофункциональная система активной безопасности ИНКА-спорт. <http://www/12V-club.ru/articles/6/141/index/html/28.07.2007>.