

УДК 681.5

doi:10.15217/issn1684-8853.2016.2.35

НЕЧЕТКОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ

М. В. Бураков^а, канд. техн. наук, доцент**А. С. Коновалов^а**, доктор техн. наук, профессор^аСанкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения, Санкт-Петербург, РФ

Постановка проблемы: тормозные антиблокировочные системы используются в современных автомобилях для предотвращения юза колес при торможении. Модель транспортного средства имеет нелинейную форму. Регулятор должен обеспечивать контролируемый вращающий момент, необходимый для поддержания оптимального значения коэффициента проскальзывания колеса. **Цель:** построение генетически настраиваемого нечеткого регулятора ПИД-типа для повышения качества работы антиблокировочной системы по сравнению с линейными ПИД-регуляторами. **Результаты:** разработана антиблокировочная система с использованием модели колеса автомобиля и тормозного привода при движении транспортного средства в продольном направлении. Для управления торможением предложены три типа контроллера: релейный регулятор, генетически настраиваемые линейный ПИД и нечеткий регулятор ПИД-типа. Качество работы антиблокировочной системы оценивается в системе MatLab по тормозному пути и коэффициенту продольного скольжения автомобиля. Нечеткий регулятор показал лучшие характеристики для модели антиблокировочной системы, уменьшая тормозной путь до 10 % по сравнению с обычным ПИД и более чем на 30 % по сравнению с релейным контроллером. **Практическая значимость:** предложенный алгоритм управления перспективен для реализации в антиблокировочной системе в режиме реального времени.

Ключевые слова — антиблокировочная система, нечеткий логический регулятор, ПИД-регулятор, генетический алгоритм.

Введение

В последние годы при разработке систем управления сложными техническими объектами все более широко используется нечеткое логическое управление. Одной из трудных практических задач, где использование нечетких логических регуляторов (НЛР) показало хорошую эффективность, является задача конструирования автомобильных антиблокировочных систем (АБС).

Разработка эффективных АБС является одним из основных условий повышения безопасности эксплуатации автомобильного транспорта. Экстренное задействование тормозов с целью остановить автомобиль либо снизить его скорость может привести к противоположному результату — колеса блокируются и теряют сцепление с дорожным покрытием, а автомобиль сохраняет скорость и перестает слушаться руля. Первые АБС, которые появились в автомобильной промышленности в 60-е гг. XX в., построенные на аналоговых процессорах, были дорогостоящими и ненадежными [1, 2]. Современные встроенные автомобильные микропроцессорные системы позволяют реализовывать сложные алгоритмы управления, в том числе на базе нечеткой логики.

Основу НЛР составляют нечеткие правила; они связывают наблюдаемое состояние объекта и управление, которое должно в этом состоянии

использоваться. Таким образом, можно рассматривать НЛР как разновидность экспертных систем, в которых знания имеют явное представление в виде правил. При проектировании АБС также используется такой подход. Набор нечетких правил позволяет описать нелинейный закон управления и повысить качество работы АБС ([3–5] и др.). Однако более широкие возможности обеспечивает поисковая оптимизация НЛР, поскольку человек, в силу своих ограниченных психофизических возможностей, является ненадежным источником информации при анализе быстропротекающих процессов в момент торможения автомобиля.

Сложность задачи оптимизации НЛР требует применения методов глобального поиска, таких как генетический алгоритм или метод роя частиц [6–8]. Эти методы используют целевую функцию как невязку между заданным эталонным процессом и выходом имитационной модели при конкретном наборе параметров. В процессе оптимизации меняются параметры регулятора, а параметры модели остаются неизменными. Таким образом, чем меньше настраиваемых параметров имеет НЛР, тем проще задача оптимизации. В данной работе при конструировании АБС рассматривается генетическая оптимизация нечеткого регулятора ПИД-типа, который представляет собой 3-канальную структуру с кусочно-линейной аппроксимацией нелинейной функции каждого канала [9–11].

Математическое описание процесса торможения

При построении описания АБС автомобиля обычно используют следующие допущения [2]:

- динамика колес автомобиля идентична;
- масса автомобиля равномерно распределяется по всем четырем колесам;
- влияние трансмиссии и подвески автомобиля не учитывается.

Таким образом, может быть рассмотрена одноколесная модель автомобиля в процессе торможения (рис. 1). На рисунке приняты обозначения: M_T — тормозной момент, Н·м; F_x — продольная составляющая контактной силы колеса, Н; v — абсолютная скорость автомобиля, м/с; ω — угловая скорость колеса, рад/с; F_N — сила реакции опоры (нормальная сила), Н.

Уравнения движения автомобиля имеют вид

$$\begin{cases} J \frac{d\omega(t)}{dt} = F_x(t)r - M_T(t); \\ m\dot{v}(t) = -F_x(t) \end{cases} \quad (1)$$

где J — момент инерции колеса, кг·м²; r — радиус колеса, м.

Продольная составляющая контактной силы определяется выражением

$$F_x = \mu(s(t))F_N, \quad (2)$$

где μ — коэффициент дорожного трения; s — продольное проскальзывание.

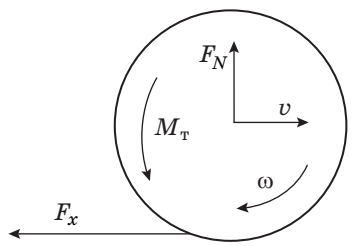
Нормальная сила получается по формуле

$$F_N = mg, \quad (3)$$

где m — приведенная на одно колесо масса автомобиля ($m = M/4$, где M — масса автомобиля); g — ускорение свободного падения.

Проскальзывание колеса определяется формулой

$$s(t) = \frac{v_s(t)}{v(t)} = \frac{v(t) - v_\omega(t)}{v(t)} = \frac{v(t) - \omega(t)r}{v(t)}. \quad (4)$$



■ Рис. 1. Модель тормозящего колеса

Таким образом:

$$\omega(t) = \frac{v(t)}{r}(1 - s(t)).$$

При $s=0$ наблюдается идеальное сцепление с дорогой, полное отсутствие скольжения. При $s=1$ колесо заблокировано, происходит неуправляемое скольжение.

На величину $\mu(s)$ влияют многие факторы: состояние дороги, погодные условия, состояние шины, скорость автомобиля. Примерные зависимости $\mu(s)$ для различных состояний дорожного покрытия приведены на рис. 2.

Может быть использовано аналитическое описание коэффициента дорожного трения с помощью формулы [12]

$$\mu(s) = a(1 - e^{-bs} - cs), \quad (5)$$

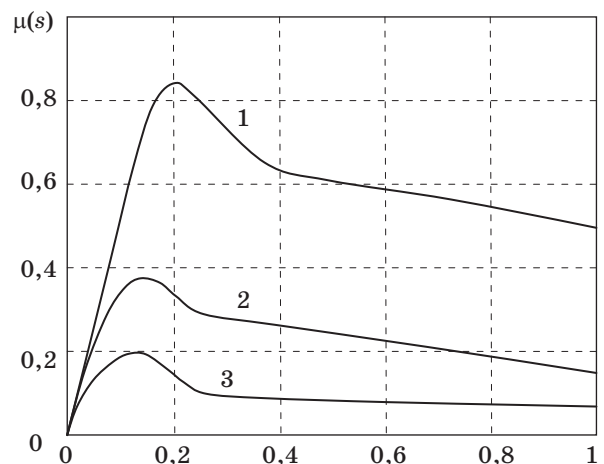
где a , b и c — коэффициенты, зависящие от состояния дорожного покрытия.

Например, для сухого асфальта значения коэффициентов: $a = 1,28$, $b = 23,99$ и $c = 0,52$.

Для вычисления значения проскальзывания нужно иметь информацию об угловой и линейной скорости колеса. Измерение угловой скорости колеса с помощью датчиков является достаточно простой задачей. Однако точно измерить абсолютную скорость автомобиля в реальном времени сложно, что приводит к необходимости использовать оценки проскальзывания.

В работе [13] для описания коэффициента дорожного трения использована формула, учитывающая скорость движения автомобиля:

$$\mu(s, v) = (C_1(1 - e^{-C_2s}) - C_3s)e^{-C_4sv}. \quad (6)$$



■ Рис. 2. Зависимость коэффициента дорожного трения от продольного проскальзывания; дорожное покрытие: 1 — сухое, 2 — мокрое, 3 — скользкое (обледенелое)

■ Параметры для расчета коэффициента дорожного трения

Дорожное полотно	C_1	C_2	C_3	C_4
Сухой асфальт	1,029	17,16	0,523	0,03
Сухой бетон	1,1973	25,168	0,5373	0,03
Снег	0,1946	94,129	0,0646	0,03
Лед	0,05	306,39	0	0,03

Параметры, входящие в (6), приведены в таблице.

Рассмотрим производную продольного проскальзывания:

$$\begin{aligned} \dot{s}(t) &= -\frac{r}{v(t)}\dot{\omega}(t) + \frac{r\omega(t)}{v^2(t)}\dot{v}(t) = \\ &= \frac{-r\dot{\omega}(t) + (1-s(t))\dot{v}(t)}{v(t)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Из (1)–(3) следует

$$\dot{\omega}(t) = \frac{mg\mu(s(t))r - M_T(t)}{J}. \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7), можно записать систему уравнений, описывающих динамику колеса при торможении:

$$\begin{cases} \dot{s}(t) = -\frac{1}{v(t)} \left(\frac{1-s(t)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) mg\mu(s(t)) + \\ + \frac{r}{v(t)J} M_T(t); \\ \dot{v}(t) = -g\mu(s(t)). \end{cases} \quad (9)$$

Тормозной момент может быть описан упрощенно:

$$M_T(t) = \begin{cases} kP(t), & kP(t) < M_{\max}; \\ M_{\max}, & kP(t) \geq M_{\max}, \end{cases} \quad (10)$$

где k — константа торможения; P — давление, создаваемое тормозной системой при прижатии колодки к тормозному диску; M_{\max} — максимальное давление в тормозной системе.

Более реалистично тормозной момент можно описать передаточной функцией с запаздыванием [14]:

$$\frac{M_T(s)}{P(s)} = e^{-\tau s} \frac{ka}{s+a}. \quad (11)$$

Уравнения (5), (6) и (9)–(11) представляют собой модель динамики автомобиля при торможении. При проведении вычислительных экспериментов будем рассматривать легковой автомо-

биле со следующими параметрами: начальная скорость $v_0 = 100$ км/ч; масса (приведенная на одно колесо) $m = 375$ кг; радиус колеса $r = 0,32$ м; момент инерции колеса $J = 1,7$ кг·м²; максимальный тормозной момент 2500 Н·м.

Модель антиблокировочной системы

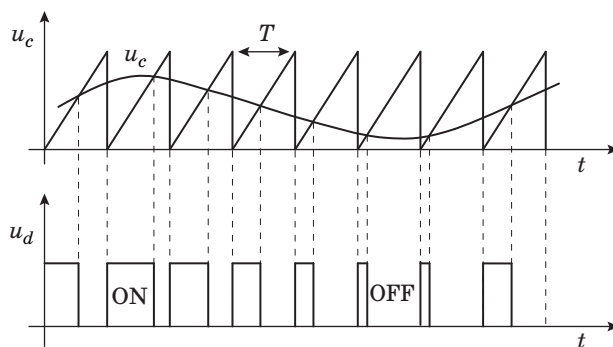
Типичная АБС состоит из центрального микропроцессора, четырех датчиков скорости вращения колес (по одному на каждое колесо) и двух или четырех гидравлических или пневматических клапанов в цепи управления тормозами.

В основу работы колесных датчиков положен принцип электромагнитной индукции. При вращении колеса мимо датчика проходят зубцы и впадины специального ротора и наводят в обмотке датчика электрический сигнал, частота которого пропорциональна угловой скорости колеса и количеству зубцов на роторе.

Для сохранения прямолинейного движения автомобиля после начала торможения микропроцессор анализирует скорость вращения каждого колеса. Если какое-то колесо вращается намного медленнее других, то происходит уменьшение давления в соответствующем тормозном цилиндре.

Для управления клапанами может быть использована широтно-импульсная модуляция (ШИМ), вырабатывающая с периодом T пилообразный сигнал (рис. 3), с которым сравнивается текущее значение сигнала управления u_c . В результате сравнения клапан тормозной системы переключается в режим торможения (ON) или в режим растормаживания (OFF).

Гидравлическая тормозная система, а также микропроцессор создают некоторую временную задержку, поэтому для вычисления ошибки неверно использовать значение коэффициента скольжения, получаемое на выходе системы. Необходимо в реальном времени предсказывать будущее значение коэффициента скольжения и именно его использовать для контроля ошибки [15].



■ Рис. 3. Использование ШИМ

Модель наблюдателя коэффициента скольжения можно построить, записав (4) в виде

$$s(t)v(t) = v(t) - r\omega(t). \quad (12)$$

Дифференцируя (12) по времени, получаем

$$\dot{s}(t) = \frac{1}{v(t)} \left((1-s(t))\dot{v}(t) - r\dot{\omega}(t) \right). \quad (13)$$

Заменим производные конечными разностями:

$$\dot{s}(t) \approx \frac{s(k+1) - s(k)}{\Delta t}; \quad \dot{v}(t) \approx \frac{v(k+1) - v(k)}{\Delta t};$$

$$\dot{\omega}(t) \approx \frac{\omega(k+1) - \omega(k)}{\Delta t},$$

где k — момент времени; Δt — интервал дискретизации.

Тогда выражение (13) преобразуется в формулу для предсказания коэффициента скольжения:

$$s(k+1) = s(k) + \frac{\Delta t}{v(k)} \times \left((1-s(k)) \left(\frac{v(k+1) - v(k)}{\Delta t} \right) - r \left(\frac{\omega(k+1) - \omega(k)}{\Delta t} \right) \right).$$

Модель АБС приобретает вид, показанный на рис. 4.

При моделировании сравнивались три варианта закона управления.

1. Релейное управление:

$$u_c(t) = \begin{cases} P_{\max}, & e(t) > 0; \\ 0, & e(t) \leq 0. \end{cases}$$

2. ПИД-регулятор с насыщением:

$$u_c(t) = \begin{cases} u = k_p e(t) + k_d \frac{de(t)}{dt} + k_i \int e(t) dt, & u < P_{\max}; \\ P_{\max}, & u \geq P_{\max}; \\ 0, & e(t) \leq 0. \end{cases}$$

3. НЛР с насыщением:

$$u_c(t) = \begin{cases} u = F_p(e(t)) + F_d\left(\frac{de(t)}{dt}\right) + F_i\left(\int e(t) dt\right), & u < P_{\max}; \\ P_{\max}, & u \geq P_{\max}; \\ 0, & e(t) \leq 0. \end{cases}$$

Здесь k_p, k_d, k_i — настраиваемые коэффициенты ПИД-регулятора; F_p, F_d, F_i — настраиваемые нелинейные функции, аппроксимирующие нечеткий закон управления [9–11].

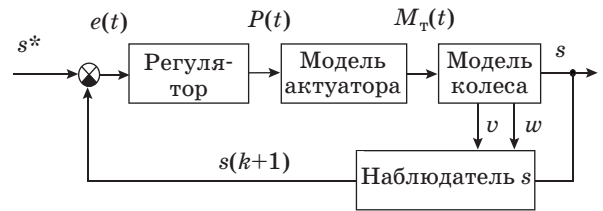


Рис. 4. Модель АБС с наблюдателем коэффициента скольжения

Для настройки ПИД-регулятора и НЛР ПИД-типа использовался генетический алгоритм. Алгоритм генетической настройки НЛР описан в работе [11].

Результаты моделирования

Блок-схема эксперимента в MatLabSimulink представлена на рис. 5. Исследовались три варианта управления: релейный регулятор, ПИД-регулятор и НЛР ПИД-типа.

Переходные процессы изменения скорости автомобиля при торможении для различных регуляторов показаны на рис. 6, а–в.

Структура НЛР ПИД-типа после обучения представлена на рис. 7. Фильтр низких частот на выходе регулятора служит для сглаживания резких скачков сигнала управления.

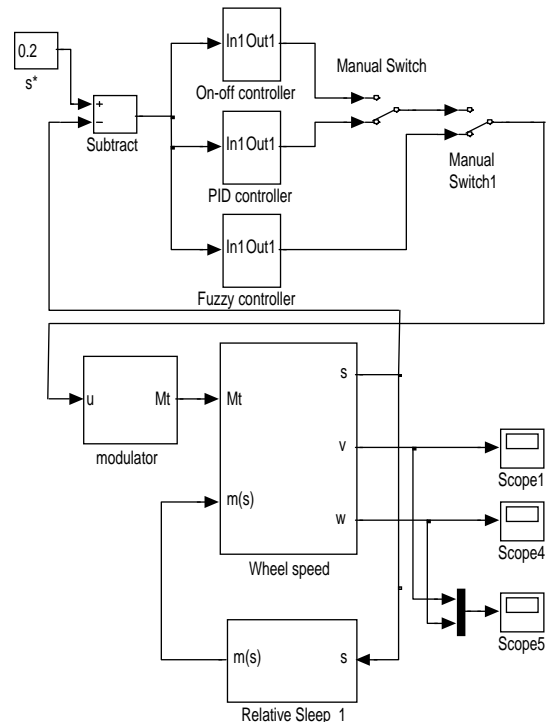
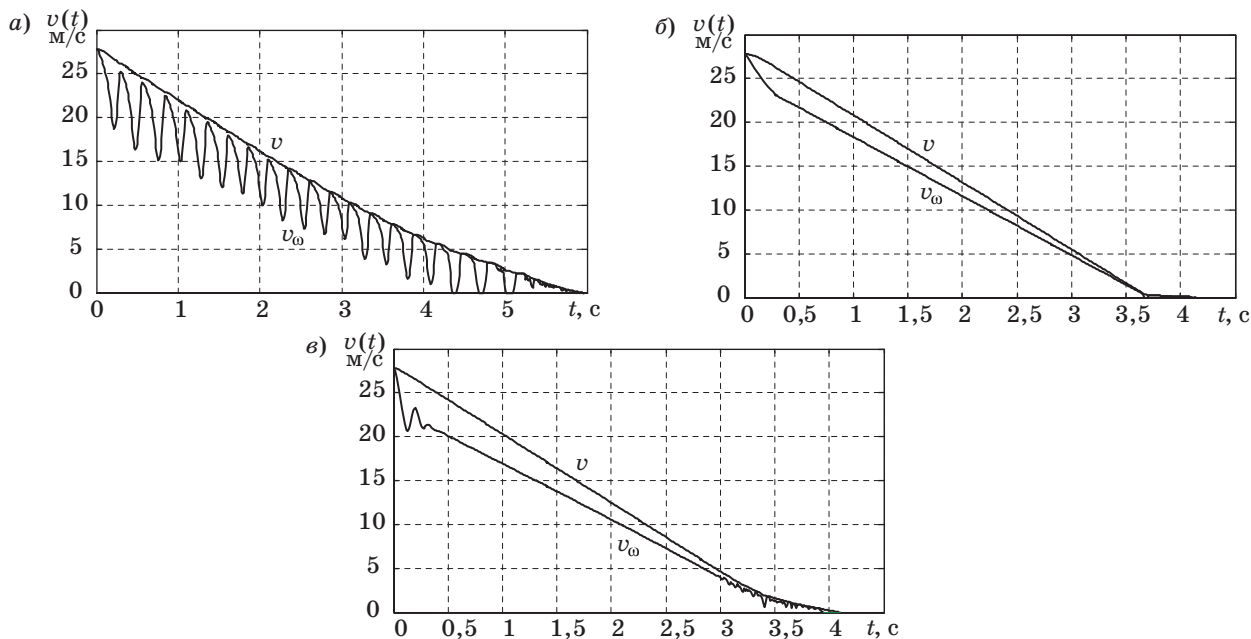


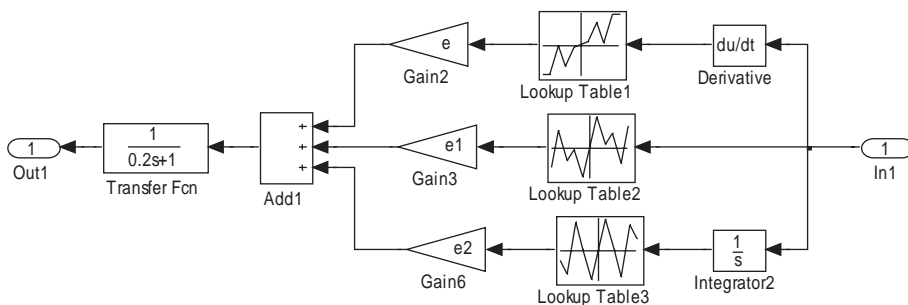
Рис. 5. Исследование различных законов управления в АБС

Сравнение сигналов управления, вырабатываемых ПИД-регулятором и НЛР во время переходных процессов, показано на рис. 8, а на рис. 9 — тормозной путь при различных законах управления.

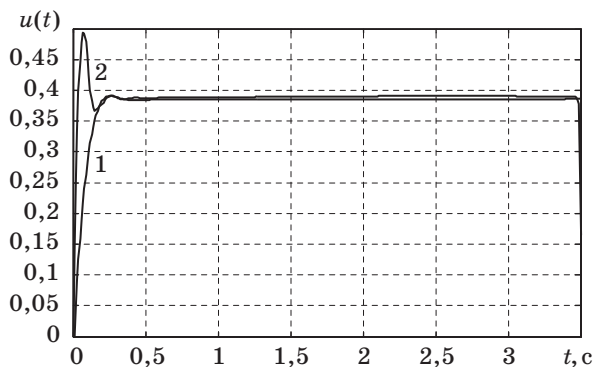
Таким образом, результаты моделирования демонстрируют значительное преимущество нелинейного НЛР ПИД-типа по сравнению с альтернативными вариантами регуляторов.



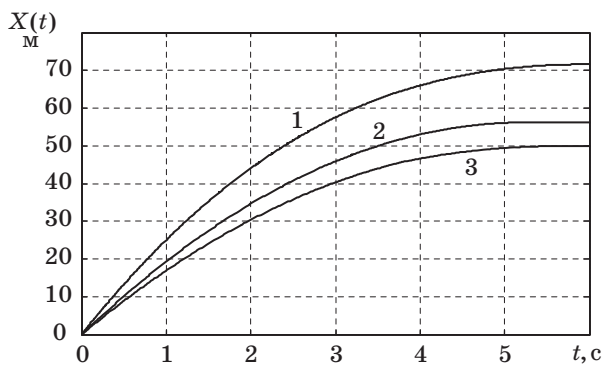
■ Рис. 6. Переходный процесс при релейном законе управления (а); под управлением ПИД-регулятора (б); под управлением НЛР (е)



■ Рис. 7. Нечеткий регулятор ПИД-типа после обучения



■ Рис. 8. Сигналы управления: 1 — ПИД-регулятор; 2 — НЛР ПИД-типа



■ Рис. 9. Тормозной путь: 1 — релейный регулятор; 2 — ПИД-регулятор; 3 — НЛР ПИД-типа

Заключение

При моделировании работы АБС рассматривалась одноколесная модель автомобиля, основными параметрами которой являются масса автомобиля, радиус и момент инерции колеса, а также максимальный тормозной момент. Условия движения автомобиля по конкретному дорожному покрытию задаются зависимостью коэффициента дорожного трения (коэффициента скольжения) от проскальзывания колеса $\mu(s)$. Эта зависимость может быть задана аналитически для разных типовых состояний дорожного покрытия. Для более точного описания коэффициента скольжения необходимо учитывать скорость движения автомобиля.

Поскольку гидравлическая тормозная система и микропроцессор создают некоторую временную задержку, для вычисления ошибки неверно

использовать текущее значение коэффициента скольжения. Необходимо в реальном времени предсказывать будущее значение коэффициента скольжения с помощью наблюдателя коэффициента скольжения.

Исследовались три варианта управления: релейный регулятор, а также генетически настраиваемый линейный ПИД-регулятор и нелинейный НЛР ПИД-типа. Результаты вычислительных экспериментов показали, что регулятор релейного типа значительно уступает НЛР и ПИД-регуляторам по длине тормозного пути. НЛР обеспечивает сокращение тормозного пути по сравнению с линейным ПИД-регулятором примерно на 10 % и более чем на 30 % по сравнению с релейным контроллером.

Предложенный алгоритм нечеткого управления перспективен для реализации в системе АБС в режиме реального времени.

Литература

1. Ayman A., El-Shafei Z., Ahmed H., Farhan S. An Antilock-Braking Systems (ABS) Control: A Technical Review // *Intelligent Control and Automation*. 2011. N 2. P. 186–195.
2. Savaresi S. M., Tanelli M. *Active Braking Control Systems Design for Vehicles*. — London: Springer-Verlag, 2010. — 255 p.
3. Mauer G. F. A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System // *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*. 1995. Vol. 3. N 4. P. 381–388.
4. Will A. B., Zak S. H. Antilock Brake System Modelling and Fuzzy Control // *Intern. Journal of Vehicle Design*. 2000. Vol. 24. N 1. P. 1–18.
5. Precup R. E., Preitl S., Balas M., Balas V. Fuzzy Controllers for Tire Slip Control in Anti-lock Braking Systems // *IEEE Intern. Conf. on Fuzzy Systems*. Budapest. 2004. P. 1317–1322.
6. Burakov M. V., Kononov A. S. Peculiarities of Genetic Algorithm Usage when Synthesizing Neural and Fuzzy Regulators // *Kluwer Intern. Series in Engineering and Computer Science*. 2002. N 664. P. 39–48.
7. Бураков М. В. Генетический алгоритм: теория и практика. — СПб.: ГУАП, 2008. — 164 с.
8. Yang X. S. *Engineering Optimization: An Introduction with Metaheuristic Applications*. — Hoboken: John Wiley & Sons, 2010. — 347 p.
9. Бураков М. В., Кирпичников А. П. Нечеткий регулятор ПИД-типа для нелинейного объекта // *Вестник Казанского технологического университета*. 2015. Т. 18. № 4. С. 242–244.
10. Бураков М. В., Яковец О. Б. Нечеткое управление силовым гироскопическим прибором // *Изв. вузов. Приборостроение*. 2015. Т. 58. № 10. С. 157–166.
11. Бураков М. В., Коновалов А. С., Яковец О. Б. Эволюционный синтез нечетких регуляторов // *Информационно-управляющие системы*. 2015. № 6. С. 28–33. doi:10.15217/issn1684-8853.2015.6.28
12. Pacejka H. B., Besselink I. Y. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties // *Supplement to Vehicle System Dynamics*. 1997. Vol. 27. P. 234–249.
13. Oudghiri M., Chadli M., El Hajjaji A. Robust Fuzzy Sliding Mode Control for Antilock Braking System // *Intern. Journal on Sciences and Techniques of Automatic Control*. 2007. N 1. P. 13–28.
14. Chankit J., Rahul A., Abhishek D. Linear Control Technique for Anti-Lock Braking System // *Intern. Journal of Engineering Research and Applications*. 2014. Vol. 4. N 8. P. 104–108.
15. Chen C. K., Shin M. C. PID-Type Fuzzy Control for Anti-Lock Brake Systems with Parameter Adaptation // *JSME Intern. Journal*. 2004. Vol. 47. N 2. P. 675–685.

UDC 681.5

doi:10.15217/issn1684-8853.2016.2.35

Fuzzy Control for Anti-Lock Automobile Brake SystemsBurakov M. V.^a, PhD, Tech., Associate Professor, bmv@sknt.ruKonovalov A. S.^a, Dr. Sc., Tech., Professor, ask@aanet.ru^aSaint-Petersburg State University of Aerospace Instrumentation, 67, B. Morskaya St., 190000, Saint-Petersburg, Russian Federation

Introduction: Anti-lock braking systems are used in modern cars to prevent the wheels from locking after brakes were applied. A vehicle model has a nonlinear form. The controller should provide a controlled torque necessary to maintain the optimum value of the wheel slip ratio. **Purpose:** The goal of this study is building genetically adjusted fuzzy PID controllers to improve the control performance of anti-lock braking systems compared to the conventional PID controllers. **Results:** An anti-lock braking system has been developed which uses a quarter vehicle model and a brake actuator. The vehicle model is derived and simulated in the longitudinal direction. Three types of controller are proposed for building of anti-lock braking systems: a bang-bang controller, a linear PID and a fuzzy PID-type controller (the two latter ones are genetically adjusted). The system performance is evaluated with MatLab by the stopping distance and longitudinal slip of the vehicle. The fuzzy logic controller has shown the best performance for the anti-lock braking system model, reducing the stopping distance up to 10% compared to the conventional PID and over 30% compared to the bang-bang controller. **Practical relevance:** The control algorithm proposed in this paper has great potentials for its implementation in real-time anti-lock braking systems.

Keywords — Anti-lock Braking System, Fuzzy Logic Controller, PID Controller, Genetic Algorithm.

References

1. Ayman A., El-Shafei Z., Ahmed H., Farhan S. An Antilock-Braking Systems (ABS) Control: A Technical Review. *Intelligent Control and Automation*, 2011, no. 2, pp. 186–195.
2. Savaresi S. M., Tanelli M. *Active Braking Control Systems Design for Vehicles*. London, Springer-Verlag, 2010. 255 p.
3. Mauer G. F. A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 1995, vol. 3, no. 4, pp. 381–388.
4. Will A. B., Zak S. H. Antilock Brake System Modelling and Fuzzy Control. *Intern. Journal of Vehicle Design*, 2000, vol. 24, no. 1, pp. 1–18.
5. Precup R. E., Preitl S., Balas M., Balas V. Fuzzy Controllers for Tire Slip Control in Anti-lock Braking Systems. *IEEE Intern. Conf. on Fuzzy Systems*, Budapest, 2004, pp. 1317–1322.
6. Burakov M. V., Konovalov A. S. Peculiarities of Genetic Algorithm Usage when Synthesizing Neural and Fuzzy Regulators. *Kluwer Intern. Series in Engineering and Computer Science*, 2002, no. 664, pp. 39–48.
7. Burakov M. V. *Geneticheskii algoritm: Teoriia i praktika* [Genetic Algorithms: Theory and Practice]. Saint-Petersburg, GUAP Publ., 2008. 164 p. (In Russian).
8. Yang X. S. *Engineering Optimization: An Introduction with Metaheuristic Applications*. Hoboken, NJ, John Wiley & Sons, 2010. 347 p.
9. Burakov M. V., Kirpichnikov A. P. Fuzzy PID Controller for Nonlinear Plant. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2015, vol. 18, no. 4, pp. 242–244 (In Russian).
10. Burakov M. V., Yakovets O. B. Fuzzy Control of Power Gyroscopic Unit. *Izvestiia vuzov. Priborostroenie*, 2015, vol. 58, no. 10, pp. 157–166 (In Russian).
11. Burakov M. V., Konovalov A. S., Yakovets O. B. Evolutionary Synthesis of Fuzzy Controllers. *Informatsionno-upravliaiushchie sistemy* [Information and Control Systems], 2015, no. 6, pp. 28–33 (In Russian). doi:10.15217/issn1684-8853.2015.6.28
12. Pacejka H. B., Besselink I. Y. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. *Supplement to Vehicle System Dynamics*, 1997, vol. 27, pp. 234–249.
13. Oudghiri M., Chadli M., El Hajjaji A. Robust Fuzzy Sliding Mode Control for Antilock Braking System. *Intern. Journal on Sciences and Techniques of Automatic Control*, 2007, no. 1, pp. 13–28.
14. Chankit J., Rahul A., Abhishek D. Linear Control Technique for Anti-Lock Braking System. *Intern. Journal of Engineering Research and Applications*, 2014, vol. 4, no. 8, pp. 104–108.
15. Chen C. K., Shin M. C. PID-Type Fuzzy Control for Anti-Lock Brake Systems with Parameter Adaptation. *JSME Intern. Journal. Ser. C*, 2004, vol. 47, no. 2, pp. 675–685.