УДК 681.523.4

В.Т. Тран, А.М. Кориков, Т.Т. Нгуен

Выбор регулятора, работающего в скользящем режиме, для автоматизированной транспортной системы

Выполнен синтез скользящих регуляторов для возвратно-поступательной гидравлической системы с сервоклапаном. Такие регуляторы работают на нижнем (первом) уровне интеллектуальной системы навигации и управления автоматизированной транспортной системы. Предложено два типа скользящих регуляторов: статический и динамический. В программной среде MatLab SIMULINK выполнено моделирование статического и динамического скользящих регуляторов. Оба регулятора работают эффективно и устойчиво. Однако при наличии помех динамический скользящий регулятор показал превосходство над статическим скользящим регулятором по помехоустойчивости и точности стабилизации.

Ключевые слова: автоматизированная транспортная система, синтез, скользящий режим, скользящий регулятор, статический скользящий регулятор, динамический скользящий регулятор, моделирование, выбор регулятора. **DOI:** 10.21293/1818-0442-2021-24-4-79-84

Автоматизированные транспортные системы (ATC) широко используются в промышленности и во многих других отраслях экономики для решения задач логистики, организации и реализации материальных грузопотоков [1]. В истории развития АТС известны периоды подъема (и даже эйфории), спада (например, в ФРГ в конце 1980 г. было много сообщений о практических случаях использования АТС, когда они не оправдали себя с точки зрения логистики, гибкости и экономичности). Затем изготовители АТС доказали, что АТС надежно функционируют, их новые компоненты (например, в сфере навигации и передачи информации по радио) освоены, а требуемая безопасность персонала и оборудования при эксплуатации достигнута. В настоящее время АТС известны во многих вариантах исполнения, и их применение выходит за пределы производственных корпусов и складских помещений [1].

Однако работа АТС на открытых производственных территориях (вне производственных корпусов) порождает проблемы, многие из которых не решены до настоящего времени: например, на этих территориях возможны вибрации транспортного оборудования и, в частности, транспортной (грузовой) платформы, возможны различного рода шумы и помехи, возникающие из-за метеоусловий и других внешних факторов. Решение этих проблем для АТС возможно с помощью системы автоматической стабилизации (САС), расположенной на нижнем (первом) уровне интеллектуальной системы навигации и управления (ИСНУ) АТС [2]. САС обеспечивает горизонтальную стабилизацию транспортной (грузовой) платформы АТС, что является актуальной задачей при работе АТС за пределами производственных корпусов и складских помещений [1]. Для практики АТС представляют интерес гидравлические САС. Гидравлические САС обладают известными достоинствами [3, 4]: компактная конструкция, высокая производительность, быстрая реакция, надежная работа в сочетании со скользящим контроллером с широким диапазоном регулирования, высокая помехоустойчивость и высокая точность расчета управляющего сигнала [5, 6]. Выбор скользящего режима работы контроллера (регулятора) САС обусловлен тем, что этот режим управления обладает свойством независимости управления от характеристик неизменяемой части САС [7–10]. В этой связи актуальность решения задачи выбора регулятора САС, работающего в скользящем режиме, для нижнего уровня ИСНУ АТС становится очевидной.

Постановка задачи

Для задачи выбора регулятора, работающего в скользящем режиме, для нижнего уровня ИСНУ АТС выберем модель гидравлической САС, представленную на рис. 1.

Эта модель представляет собой возвратнопоступательную гидравлическую автоматическую систему с сервоклапаном, на которую действуют переменные нагрузки.



Рис. 1. Модель гидравлической САС

Параметры модели: m – движущаяся масса; F_1 – площадь поршня; P_1 – перепад давления в 2 камерах цилиндра; K_A – коэффициент усиления усилителя; K_V – коэффициент усиления клапана; I – управляющий ток сервоклапана; u(t) – напряжение сигнала управления; y – расстояние перемещения объекта, м; K_0 – коэффициент слива масла сервоклапана; C – жесткость пружины; λ – коэффициент потерь потока; V – объем масла в гидравлической камере; B – модуль упругости масла; f – коэффициент вязкого трения масла.

Предполагая линейность исследуемой системы, в ней рассматривается вертикальное движение массы m с учетом влияния силы тяжести P = mg, представим её математическую модель в виде уравнений:

$$K_V I - K_0 P_1 = F_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2B} \frac{dP_1}{dt} + \lambda P_1,$$

$$F_1 P_1 = m \frac{d^2 y}{dt} + Cy + f \frac{dy}{dt} + mg.$$
(1)

Выполним синтез скользящего закона управления для описанной модели гидравлической САС.

Синтез регулятора, работающего

в скользящем режиме

Введем переменные состояния системы [11-13]:

$$x_1 = y$$
; $x_2 = \frac{dy}{dt}$; $x_3 = P_1$.

Тогда система уравнений (1) перепишется следующим образом:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1} = x_{2}, \\ \dot{x}_{2} = -g - \frac{C}{m} x_{1} - \frac{f}{m} x_{2} + \frac{F_{1}}{m} x_{3} + dt, \\ \dot{x}_{3} = \frac{2BK_{v}I}{V} - \frac{2F_{1}B}{V} x_{2} - \left(\frac{2BK_{0}}{V} + \frac{2B\lambda}{V}\right) x_{3}. \end{cases}$$
(2)

Задача состоит в том, чтобы определить управляющий сигнал $u(t) = K_A I$ так, чтобы выходной сигнал y(t) соответствовал установленному сигналу $y_{ref}(t)$. Решение данной задачи возможно в двух вариантах: синтез статического и синтез динамического регуляторов скольжения. Рассмотрим последовательно эти задачи.

Синтез статического ползункового регулятора Выберем уравнение поверхности скольжения [7] в виде

$$S(e) = k_1 e + k_2 \dot{e} + \ddot{e}, \qquad (3)$$

где $e = x_1 - y_{ref}$, k_1 , k_2 – константы, выбранные таким образом, что характеристический многочлен уравнения S(e) = 0 удовлетворяет критерию устойчивости Гурвица [12].

Подставляя $e = x_1 - y_{ref}$ в уравнение (3), получим

$$S(e) = k_1(x_1 - y_{\text{ref}}) + k_2 \dot{x}_1 + \ddot{x}_1.$$
 (4)

$$S(t) = \left(k_1 - \frac{C}{m}\right) x_1 + \left(k_2 - \frac{f}{m}\right) x_2 + \frac{F_1}{m} x_3 - k_1 y_{\text{ref}} - g + dt, \quad (5)$$

$$\dot{S}(e) = \left(k_1 - \frac{C}{m}\right) \dot{x}_1 + \left(k_2 - \frac{f}{m}\right) \dot{x}_2 + \frac{F_1}{m} \dot{x}_3.$$
 (6)

Из (2) и (6) имеем

$$\dot{S}(e) = \frac{gf}{m} - k_2g + \left(k_2 - \frac{f}{m}\right)dt + \left(\frac{Cf}{m^2} - \frac{Ck_2}{m}\right)x_1 + \frac{c_1}{m}dt + \left(\frac{Cf}{m^2} - \frac{Ck_2}{m}\right)x_1 + \frac{c_2}{m}dt + \frac{c_1}{m}dt + \frac{c_2}{m}dt + \frac{c_1}{m}dt + \frac{c_2}{m}dt + \frac{c_2}{m}d$$

$$+ \left(k_1 - \frac{k_2 f}{m} + \frac{f^2}{m^2} - \frac{2F_1^2 B}{mV} - \frac{C}{m}\right) x_2 - \left(\frac{2BK_0 F_1}{mV} + \frac{F_1 f}{m^2} + \frac{2B\lambda F_1}{mV} - \frac{F_1 k_2}{m}\right) x_3 + \frac{2BK_v F_1}{mK_A V} u .$$
(7)
Для ошибки $e \rightarrow 0$ ($y \rightarrow y_{ref}$), тогда $\dot{SS} < 0$

или *Ś* имеет знак, противоположный *S*:

$$\dot{S} = -K \text{sign}(S). \tag{8}$$

Комбинируя (7) и (8), получим следующее выражение для управляющего напряжения:

$$u = \frac{mK_AV}{2BK_vF_1} \left[k_2g - \frac{gf}{m} - \left(\frac{Cf}{m^2} - \frac{Ck_2}{m}\right) x_1 - \left(k_1 - \frac{k_2f}{m} + \frac{f^2}{m^2} - \frac{2F_1^2B}{mV} - \frac{C}{m}\right) x_2 + \left(\frac{2BK_0F_1}{mV} + \frac{F_1f}{m^2} + \frac{2B\lambda F_1}{mV} - \frac{F_1k_2}{m}\right) x_3 - \frac{-K\operatorname{sign}(s)].$$
(9)

Тогда $u = K_A I$.

Синтез динамического ползункового регулятора Выберем уравнение поверхности скольжения [7] в виде

$$S(e) = k_3 e + k_2 \dot{e} + k_1 \ddot{e} + \ddot{e} , \qquad (10)$$

где $e = x_1 - y_{ref}$, k_1 , k_2 , k_3 – константы, выбранные так же, как и в уравнении (3), т.е. S(e) = 0 удовлетворяет критерию устойчивости Гурвица.

Подставляя $e = x_1 - y_{ref}$ в уравнение (10), получим

$$S(e) = \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + k_2 \dot{x}_1 + k_3 x_1 - k_3 y_{\text{ref}} , \qquad (11)$$

где

$$\ddot{x}_{1} = \ddot{x}_{2} = \frac{2BK_{v}F_{1}I}{mV} + \frac{gf}{m} - \frac{f}{m}dt + \frac{Cf}{m^{2}}x_{1} + \left(\frac{f^{2}}{m^{2}} - \frac{2F_{1}^{2}B}{mV} - \frac{C}{m}\right)x_{2} - \left(\frac{2BK_{0}F_{1}}{mV} + \frac{F_{1}f}{m^{2}} + \frac{2B\lambda F_{1}}{mV}\right)x_{3}.$$
 (12)

$$H3 (2), (11) \approx (12) \text{ имеем}$$

$$S(e) = \frac{2BK_{v}F_{1}}{K_{A}mV}u + \left(\frac{Cf}{m^{2}} + k_{3}\right)x_{1} + \left(\frac{f^{2}}{m^{2}} - \frac{2F_{1}^{2}B}{mV} - \frac{C}{m} - \frac{k_{1}f}{m} + k_{2}\right)x_{2} + \left(\frac{k_{1}F_{1}}{m} - \frac{2BK_{0}F_{1}}{mV} - \frac{F_{1}f}{m^{2}} - \frac{2B\lambda F_{1}}{mV}\right)x_{3} + \frac{gf}{m} - k_{1}g - k_{3}y_{d} - \frac{f}{m}dt + k_{1}dt.$$
 (13)

Введем обозначения:

$$b = \frac{2BK_{v}F_{1}}{K_{A}mV}; \qquad a_{1} = \frac{Cf}{m^{2}} + k_{3} - \frac{Ck_{1}}{m};$$
$$a_{2} = \frac{f^{2}}{m^{2}} - \frac{2F_{1}^{2}B}{mV} - \frac{C}{m} - \frac{k_{1}f}{m} + k_{2};$$
$$a_{3} = \frac{k_{1}F_{1}}{m} - \frac{2BK_{0}F_{1}}{mV} - \frac{F_{1}f}{m^{2}} - \frac{2B\lambda F_{1}}{mV};$$

Доклады ТУСУР, 2021, том 24, № 4

$$a_4 = \frac{gf}{m} - k_1 g - k_3 y_d - \frac{f}{m} dt + k_1 dt \,.$$

$$S(e) = bu + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4, \qquad (14)$$

$$\dot{S}(e) = b\dot{u} + a_1\dot{x}_1 + a_2\dot{x}_2 + a_3\dot{x}_3.$$
(15)

Из (2) и (15) имеем

$$\dot{S}(e) = b\dot{u} + b_1 u + c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 x_3 - a_2 (g - dt), \quad (16)$$

где

$$b_{1} = \frac{2a_{3}BK_{v}}{K_{A}V}; c_{1} = -\frac{a_{2}C}{m}; c_{2} = a_{1} - \frac{a_{2}f}{m} - \frac{2a_{3}F_{1}B}{V};$$
$$c_{3} = \frac{a_{2}F_{1}}{m} - \frac{2a_{3}BK_{0}}{V} - \frac{2a_{3}B\lambda}{V}.$$

Для ошибки $e \rightarrow 0$ ($y \rightarrow y_{ref}$) тогда $\dot{SS} < 0$

или *Ś* имеет знак, противоположный *S*:

$$S = -K \operatorname{sign}(S)$$
 (17)
Из (16) и (17) имеем

$$b\dot{u} + b_1 u + c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 x_3 - a_2 g = -K \operatorname{sign}(S),$$

$$\dot{u} = -\frac{1}{b}((b_1u + c_1x_1 + c_2x_2 + c_3x_3 - a_2g) + K\operatorname{sign}(S)) . (18)$$

Моделирование и оценка результатов

Вычислительными и экспериментальными методами выбираем следующие параметры моделирования: движущаяся масса m = 500 (кг); площадь поршня $F_1 = 31.2$ (см²); коэффициент усиления усилителя $K_A = 500$; коэффициент усиления клапана $K_V = 10$; коэффициент усиления обратной связи $K_C = 5$; коэффициент слива масла сервоклапана $K_0 = 2,58 \cdot 10^{-12}$ м³с⁻¹Па⁻¹; жесткость пружины C = 0,1 Нм⁻¹; коэффициент потерь потока $\lambda = 5,10^{-3}$; объем масляной камеры V = 652,8 см³; модуль упругости масла B = 0,1; коэффициент вязкого трения масла f = 588 (Нсм⁻¹).

Моделирование статического регулятора скольжения

Уравнение поверхности скольжения (6) и уравнение управляющего напряжения (9) используются при моделировании в программной среде MatLab SIMULINK [13] с коэффициентами $k_1 = 21,5$; $k_2 = 6,8$; K = 100|S|. Начальное положение объекта m 15 см, на рис. 2 показана, что система сходится к нулю примерно за 2 с, на рис. 3 – давление в полости цилиндра вернулось к своему исходному давлению, т.е. система устойчивая. На рис. 4 показан сигнал управляющего напряжения, управляющее напряжение перешло в 0, когда система находится в установившемся режиме, колебания управляющего напряжения довольно малы, потому что мы выбрали коэффициент K = 100|S|.

Таким образом, при статическом скользящем регуляторе с выбранным коэффициентом система приходит в установившийся режим примерно через 2 с, управляющее напряжение достаточно стабильно, но для гидравлической системы желательно, чтобы сигнал управления уменьшал колебательность.







Моделирование динамического регулятора скольжения

Уравнение поверхности скольжения (14) и уравнение управляющего напряжения (18) используются при моделировании в программной среде MatLab SIMULINK [13] с коэффициентами $k_1 = 25$, $k_2 = 300$, $k_3 = 1000$, K = 100|S|. Начальное положение объекта *m* 15 см, на рис. 5 показано, что система сходится к нулю примерно за 1,5 с. На рис. 6 – давление в полости цилиндра вернулось к своему исходному давлению, т. е. система устойчивая. На рис. 7 показан сигнал управляющего напряжения, управляющее напряжение перешло в 0, когда система находится в установившемся режиме, колебания управляющего напряжения малы, так как выбрали коэффициент K = 100|S|.

Таким образом, при статическом скользящем регуляторе с выбранным коэффициентом система приходит в установившийся режим примерно через 1,5 с, управляющее напряжение стабильно.

Сравнение контроллеров

Моделирование в программной среде MatLab SIMULINK показало, что как статические, так и ди-

намические регуляторы работают эффективно, из рис. 8 и 9 видно, что система сходится и стабилизируется через 1,5–2 с. Однако из рис. 10 следует, что скорость схождения регулятора динамического скольжения стабильна и менее изменчива в точке равновесия (0,0).



Рис. 5. Стабилизация положения для динамического скользящего регулятора





Рис. 7. Реакция на управляющий сигнал для динамического скользящего регулятора





Для гидравлических и механических систем, работающих в условиях помех, воздействие шума и колебаний управляющего сигнала вокруг плоскости скольжения влияет на стабильность системы и может повредить механические соединения. Следовательно, желательно уменьшить амплитуду зашумленного сигнала, а также колебания управляющего сигнала вокруг плоскости скольжения.



Рис. 9. Стабилизация скорости для статического и динамического скользящего регулятора



Рис. 10. Реакция на $x_1(t) \rightarrow 0$, $x_2(t) \rightarrow 0$, $S(x_1, x_2) \rightarrow 0$ для статического и динамического скользящего регулятора



Рис. 11. Реакция на управляющий сигнал для статического и динамического скользящего регулятора



Рис. 12. Реакция на управляющий сигнал для статического и динамического скользящего регулятора

Из рис. 11 видно, что при выборе коэффициента K = 100 |S| колебания управляющего сигнала вокруг скользящей плоскости обоих контроллеров умень-

шены, но из рис. 12 следует, что амплитуда шумовой составляющей управляющего сигнала меньше для динамического скользящего контроллера. Это показывает значительное преимущество динамического скользящего контроллера для гидромеханической системы.

Из результатов моделирования скользящих регуляторов следует, что амплитуда колебаний давления в полости цилиндра гидравлической системы под действием шума также значительно уменьшается, если используется динамический скользящий регулятор, а это уменьшает нежелательные вибрации на механических соединениях, что увеличивает их срок службы.

Таким образом, сравнивая качество работы статического скользящего регулятора и динамического скользящего регулятора для возвратно-поступательной гидравлической системы с сервоклапанами, мы обнаруживаем, что динамический скользящий регулятор имеет выдающиеся преимущества, такие как: стабильная работа, уровень колебаний управляющего сигнала вокруг плоскости скольжения мал, амплитуда колебаний шумового сигнала значительно снижена. Это приводит к повышению качества работы системы и увеличению срока работы механических соединений.

Заключение

Выполнен синтез скользящих регуляторов для возвратно-поступательной гидравлической системы с сервоклапаном. Предложено два типа скользящих регуляторов: статический и динамический. В программной среде MatLab Simulink выполнено моделирование статического и динамического скользящих регуляторов. Оба регулятора работают эффективно и устойчиво. Однако при наличии помех динамический скользящий регулятор показал превосходство над статическим скользящим регулятором по помехоустойчивости и точности стабилизации. Отметим, что синтез скользящих регуляторов выполнен в предположении линейности исследуемой САС. Учет нелинейностей, присущих любой реальной системе [14, 15], существенно усложняет исследование.

Литература

1. Автоматизированные транспортные системы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://sitmag.ru/ article/10545-kamo-gryadeshi-ats, свободный (дата обращения: 02.12.2021).

2. Кориков А.М. Интеллектуальное управление в технических системах // Научный вестник НГТУ. – 2014. – № 1 (54). – С. 18–26.

3. Хохлов В.А. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев. Н.А. Борисова, В.И. Гусаков, В.М. Чуркин. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.

4. Bessa W.M. Slidingmode control with adaptive fuzzy dead-zone compen-sation of an electro-hydraulic servo-system / W.M. Bessa, M.S. Dutra, E. Kreuzer // Journalof Intelligent and Robotic Systems. – 2010. – Vol. 58, No. 1. – P. 3–16.

5. Bartolini G. Modern Sliding Mode Control Theory: New Perspectives and Applications / G. Bartolini, L. Fridman, A. Pisano, E. Usai. – Berlin: Heidelberg: Springer, 2008. – 468 p. 6. Sliding Mode Control Methodology in the Applications of Industrial Power Systems / J. Liu, Y. Gao, Y. Yin, J. Wang, W. Luo, G. Sun. – Springer Nature Switzerland, 2020. – 205 p.

7. Теория систем с переменной структурой / под ред. С.В. Емельянова. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1970. – 592 с.

8. Zhou Z. Mimo fuzzy sliding mode control for three-axis inertially stabilizedplatform / Z. Zhou, B. Zhang, D. Mao // Sensors. – 2019. – Vol. 19, No. 7. – P. 1658.

9. Qian D. Hierarchical sliding mode control for a class of simo under-actuated systems / D. Qian, J. Yi, D. Zhao // Control and cybernetics. -2008. – Vol. 37, No. 1. – P. 159.

10. Almutairi N.B. On the sliding mode control of a ball on a beam system / N.B. Almutairi, M. Zribi // Nonlinear dynamics. – 2010. – Vol. 59, No. 1. – P. 221–238.

11. Справочник по теории автоматического управления / под ред. А.А. Красовского. – М.: Наука. Гл. ред. физ.мат. лит., 1987. – 712 с.

12. Кориков А.М. Основы теории управления: учеб. пособие. – 2-е изд. – Томск: Изд-во НТЛ, 2002. – 392 с.

 Дорф Р. Современные системы управления / Р. Дорф, Р. Бишоп. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2004. – 832 с.

14. Попов Е. П. Прикладная теория процессов управления в нелинейных системах. – М.: Наука, 1973. – 584 с.

15. Алфёров С.М. Манометры: моделирование и автоматизация процессов градуировки / С.М. Алфёров, А.М. Кориков. – Томск: Изд-во ТУСУРа, 2017. – 147 с.

Тран Ван Трук

Аспирант каф. каф. автоматизированных систем управления (АСУ) Томского государственного университета систем управления и радиоэлектроники (ТУСУР) Ленина прт, 40, г. Томск, Россия, 634050 Тел.: +7-923-428-02-82 Эл. почта: att82glass@gmail.com

Кориков Анатолий Михайлович

Д-р техн. наук, проф. каф. АСУ ТУСУРа, вед. науч. сотр. Томского ф-ла Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий СО РАН Ленина пр-т, 40, г. Томск, Россия, 634050 Тел.: +7-913-869-96-37 Эл. почта: korikov@asu.tusur.ru.

Нгуен Тхань Тьен

Д-р, доцент технического университета «Ле Куи Дон» и Института военной механики, г. Ханой, Вьетнам Тел.: +8-439-744-98-15 Эл. почта: ngttienktd@gmail.com

Tran V.T., Korikov A.M., Nguyen T.T.

Selection of a sliding mode controller for an automated transport system

The article presents the synthesis of sliding regulators for a reciprocating hydraulic system with a servo valve. Such regulators operate at the lower (first) level of the intelligent navigation and control system of the automated transport system. Two types of sliding regulators are proposed: static and dynamic. Static and dynamic sliding regulators are simulated in the MatLab SIMULINK software environment. Both regulators work efficiently and steadily. However, in the presence of interference, the dynamic sliding controller showed superiority over the static sliding controller in terms of noise immunity and stabilization accuracy.

Keywords: automated transport system, synthesis, sliding mode, sliding controller, static sliding controller, dynamic sliding controller, simulation, controller selection. **DOI**: 10.21293/1818-0442-2021-24-4-79-84

References

1. Avtomatizirovannye transportnye sistemy. [Automated transportation systems] Available at: https://sitmag.ru/ article/10545-kamo-gryadeshi-ats, free (Accessed: December 02, 2021).

2. Korikov A.M. Intellektualnoe upravlenie v tehnicheskih sistemah [Intelletual control in technical systems]. Nauchny vestnik NGTU. 2014, № 1 (54), pp. 18–26.

3. Khohlov V.A., Prokofev V.N., Borisova N.A., Gusakov V.I., Churkin V.M., *Elektrogidravlicheskie sledyashhie sistemy* [Electro-hydraulic servo systems]. Moscow, Mashinostroenie, 1971, 432 p.

4. Bessa W.M., Dutra M.S., Kreuzer E. Slidingmode control with adaptive fuzzy dead-zone compensation of an electro-hydraulic servo-system. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 2010, vol. 58, no. 1, pp. 3–16.

5. Bartolini G., Fridman L., Pisano A., Usai E. Modern Sliding Mode Control Theory: New Perspectives and Applications. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2008, 468 p.

6. Liu J., Gao Ya., Yin Yu., Wang J., Luo W., Sun G. Sliding Mode Control Methodology in the Applications of Industrial Power Systems. – Springer Nature Switzerland, 2020, 205 p.

7. *Teoriya sistem s peremennoj strukturoj* [Systems theory with an established structure]. Ed. S.V. Emel'yanova. – Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1970, 592 p.

8. Zhou Z., Zhang B., Mao D. Mimo fuzzy sliding mode control for three-axis inertially stabilized platform. *Sensors*, 2019, vol. 19, no. 7, pp. 1658.

9. Qian D., Yi J., Zhao D. Hierarchical sliding mode control for a class of simo under-actuated systems. *Control and cybernetics*, 2008, vol. 37, no. 1, p. 159.

10. Almutairi N.B., Zribi M. On the sliding mode control of a ball on a beam system. *Nonlinear dynamics*, 2010, vol. 59, no. 1, pp. 221–238. 11. Spravochnik po teorii avtomaticheskogo upravleniya [Handbook of Automatic Control Theory]. Ed. A.A. Krasovskogo. Moscow, Nauka. Glavnaya redaktsiya fizikomatematicheskoy literatury, 1987, 712 p.

12. Korikov A.M. *Osnovy teorii upravleniya: uchebn. posobie* [Fundamentals of Control Theory: Study Guide]. 2nd ed. Tomsk, NTL publ., 2002, 392 p.

13. Dorf R., Bishop R. *Sovremennye sistemy upravleniya* [Modern control systems]. Moscow, Laboratoriya bazovyh znanij, 2004, 832 p.

14. Popov E.P. *Prikladnaya teoriya processov upravleniya v nelinejnyh sistemah* [Applied theory of control processes in nonlinear systems]. Moscow, Nauka, 1973, 584 p.

15. Alfyorov S.M., Korikov A.M. Manometry': Modelirovanie i avtomatizaciya processov graduirovki [Pressure gauges: simulation and automation of calibration processes]. Tomsk, TUSUR Publishing Office, 2017, 147 p.

Van Truc Tran

Postgraduate student, Department of Automated Control Systems Tomsk State University of Control Systems and Radioelectronics (TUSUR) 40, Lenin pr., Tomsk, Russia, 634050; Phone: +7-923-428-02-82 Email: att82glass@gmail.com

Anatoly M. Korikov

Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Automated Control Systems TUSUR 40, Lenin pr., Tomsk, Russia, 634050; Leading Researcher, Tomsk Branch of the Institute of Computing Technologies of the Siberian Branch of Russian Academy of Sciences Phone: +7 (382-2) 70-15-36 Email: korikov@asu.tusur.ru

Thanh Tien Nguyen

Ph. D, Associate Professor, Le Quy Don Technical University and Military Institute of Mechanical Engineering, Hanoi, Vietnam Phone: +8-439-744-98-15 Email: ngttienktd@gmail.com

84