

параметрів іскрових положкових випромінювачів, що об'єднані в лінійну решітку, підтвержені результатами експериментальних досліджень.

Ключові слова: генератор надширокопasmових імпульсів, надширокопasmова антена решітка, генератор імпульсів високої напруги.

Шостко Игорь Светославович, доктор технических наук, доцент, кафедра телекоммуникационных систем, Харьков-

ский национальный университет радиоэлектроники, Украина, e-mail: igor-shostko@yandex.ru.

Шостко Игор Светославович, доктор технических наук, доцент, кафедра телекоммуникационных систем, Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Украина.

Shostko Igor, Kharkiv National University of Radio Electronics, Ukraine, e-mail: igor-shostko@yandex.ru

УДК 629.113

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.41344

Горбунов А. П.

МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ ПІД УПРАВЛІННЯМ АБС В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB SIMULINK

Одним з найважливіших властивостей автомобіля є гарне функціонування гальмівної системи в екстремальних ситуаціях і наявність активних систем безпеки. У роботі розглядається пневматична гальмівна система під управлінням АБС, яка часто встановлюється на автобусах і вантажних автомобілях. Її моделювання проводиться на графічному інтерфейсі користувача MATLAB в середовищі SIMULINK, і по суті є засобом візуального програмування.

Ключові слова: гальмівна система автомобіля, АБС, MATLAB, SIMULINK.

1. Вступ

Одним з найважливіших критеріїв вибору автомобіля є його безпека в питаннях керованості, та гарне функціонування гальмівної системи. В свою чергу удосконалення автомобіля включає не тільки підвищення потужності двигуна, покращення дизайну кузова чи салону, воно вимагає також підвищення надійності органів керування, в тому числі, за рахунок застосування систем активної безпеки, а саме: антиблокувальної системи (АБС).

Основне призначення АБС — забезпечення оптимальної гальмівної ефективності (мінімального гальмівного шляху) при збереженні стійкості і керованості автомобіля. Антиблокувальною системою називають групу пристроїв, які втручаються в керування гальмівною системою автомобіля, запобігають блокуванню коліс і тим самим знижують небезпеку втрати керованості автомобіля. Антиблокувальні гальмівні системи сприяють збереженню керованості автомобіля і зменшують гальмівний шлях у більшості реальних ситуацій, особливо на мокрій або слизькій дорозі.

У роботі, на прикладі розрахунку пневматичної гальмівної системи, що є найбільш розповсюдженою і найчастіше встановлюється на автобусах та вантажних автомобілях, проводиться визначення основних динамічних та технічних параметрів АБС.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналізуючи розвиток конструкції автомобіля, можна відзначити значні досягнення наукової думки, в плані вдосконалення існуючих і створення нових систем активної безпеки автомобіля. Такі системи активної безпеки,

як антиблокувальна система, протиблокувальна система, система електронної стабілізації автомобіля, система підрулювання задніми колесами та інші, істотно підвищили рівень стійкості і керованості колісних транспортних засобів. Кожна з таких систем вносить свою частку в підвищення активної безпеки автомобіля. Ці системи постійно перебувають у полі зору дослідників, які постійно працюють над поліпшенням алгоритмів їхнього керування [1–4].

Пакет розширення SIMULINK системи MATLAB є ядром інтерактивного програмного комплексу, призначеного для математичного моделювання лінійних і нелінійних динамічних систем і пристроїв, представлених своєю функціональною блок-схемою. Для побудови функціональної блок-схеми пристроїв SIMULINK має велику бібліотеку блокових компонентів і редактор блок-схем. Він заснований на графічному інтерфейсі користувача і по суті є засобом візуально-орієнтованого програмування [5].

3. Об'єкт, мета та задачі дослідження

Об'єктом дослідження є процеси гальмування автомобіля, обладнаного АБС. Метою статті є розгляд підходів до можливості моделювання й визначення основних динамічних і технічних параметрів АБС гальмівного автомобіля в середовищі моделювання MATLAB SIMULINK.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

- опрацювати математичні алгоритми функціонування АБС автомобіля;
- підібрати програмне середовище, в якому можливо модулювати роботу АБС автомобіля;
- створити модель гальмівної системи автомобіля під управлінням АБС.

4. Результати дослідження математичної моделі керування АБС автомобіля в пакеті MATLAB SIMULINK

Сили, що діють при проковзуванні коліс [6, 7]. Фактична гальмова сила на колесі автомобіля визначається відношенням:

$$P_k = \mu Z_k, \tag{1}$$

де Z_k — опорна реакція на колесі; μ — коефіцієнт гальмівної сили.

Опорна реакція на осі залежить від маси автомобіля, положення його центра мас і динаміки гальмування.

Коефіцієнт гальмівної сили визначається сімейством $\mu(s)$, де s — повне відносне проковзування. На величину $\mu(s)$ впливають такі фактори, як:

- стан дороги (профіль, властивості опорної поверхні);
- погодні умови;
- стан шин;
- поздовжня швидкість автомобіля та інші фактори.

Тому діаграми $\mu(s)$ задаються сімейством характеристик із значною невизначеністю, і керування автомобілем здійснюється з урахуванням цієї невизначеності:

$$S = \frac{V_s}{V}, \tag{2}$$

де V_s — швидкість проковзування колеса відносно дороги; V — швидкість осі колеса (швидкість руху автомобіля).

Повне відносне проковзування складається з поздовжнього (гальмівного) проковзування S_x і бічного проковзування S_y (рис. 1):

$$S = \sqrt{(S_x^2 + S_y^2)}. \tag{3}$$

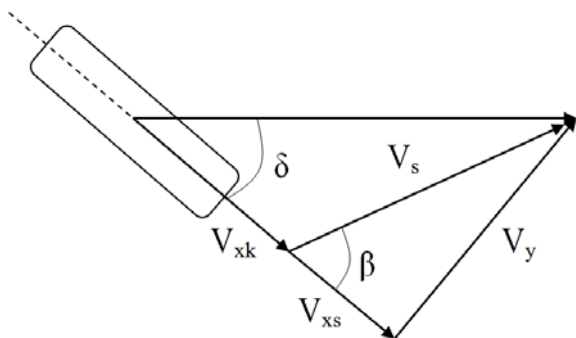


Рис. 1. Схема швидкостей колеса, яке гальмує

Поздовжнє проковзування визначається з виразу:

$$S_x = \frac{V_{xi}}{V} = \frac{V_x - \omega_k r_k}{V}, \tag{4}$$

$$V_x = V_{xs} + V_{xk}, \tag{5}$$

$$V_x = \omega_k r_k, \tag{6}$$

де V_x — поздовжня швидкість колеса; V_{xs} — швидкість гальмівного проковзування; V_{xk} — швидкість кочення колеса; ω_k (ω_k) — кутова швидкість колеса; r_k — радіус колеса.

Бічне проковзування визначається з виразу:

$$S_x = \frac{V_{xi}}{V} = \sin \delta, \tag{7}$$

де V_{xi} — бічна швидкість колеса; δ — кут бічного відведення.

Величину $\mu(s)$ можна представити у вигляді:

$$\mu(S) = \mu_{\max} f(s), \tag{8}$$

де μ_{\max} — коефіцієнт тертя для пари: колесо-дорога (для сухого асфальту $\sim 0,8$, для льоду $\sim 0,2$); $f(s)$ — функція проковзування, максимум якої дорівнює 1.

Коефіцієнт гальмівної сили визначається виразом:

$$\mu_x = \frac{S_x}{S} \mu(S) = \mu(s) \cos \beta. \tag{9}$$

В свою чергу, коефіцієнт бічної сили становить:

$$\mu_y = \frac{S_y}{S} \mu(S) = \mu(s) \sin \beta. \tag{10}$$

Для обрахунку зміни характеристик проковзування шини по напрямку, можна використати дві вихідні функції проковзування — функцію $f_x(s_x)$, отриману при прямолінійному русі колеса з гальмівним проковзуванням, і функцію $f_y(s_y)$, отриману при русі з відведенням без гальмування. Припускаючи за аналогією з еліпсом тертя, що коефіцієнти дотичної сили змінюються за еліптичним законом, залежно від напрямку вектора загального проковзування, можна записати:

$$\left(\frac{\mu_x}{\mu_{x0}} \right)^2 + \left(\frac{\mu_y}{\mu_{y0}} \right)^2 = 1, \tag{11}$$

$$\mu_{x0} = \mu_{x \max f_x}, \tag{12}$$

де μ_{x0} — коефіцієнт гальмівної сили, який можна реалізувати, якщо вектор загального проковзування збігається з вектором гальмівного проковзування:

$$\mu_{y0} = \mu_{y \max f_y}, \tag{13}$$

де μ_{y0} — коефіцієнт бічної сили, якому можна реалізувати, якщо має місце тільки бічне відведення без гальмування.

Таким чином:

$$\mu = \frac{\mu_{x \max} \mu_{y \max} f_x f_y}{\sqrt{(\mu_{x \max} f_x)^2 S_y^2 + (\mu_{y \max} f_y)^2 S_x^2}} S, \tag{14}$$

$$\mu_x = \frac{\mu_{x \max} \mu_{y \max} f_x f_y}{\sqrt{(\mu_{x \max} f_x)^2 S_y^2 + (\mu_{y \max} f_y)^2 S_x^2}} S_x, \tag{15}$$

$$\mu_y = \frac{\mu_{x \max} \mu_{y \max} f_x f_y}{\sqrt{(\mu_{x \max} f_x)^2 S_y^2 + (\mu_{y \max} f_y)^2 S_x^2}} S_y. \tag{16}$$

Функції проковзування в першому наближенні можна апроксимувати виразами:

$$f_x = \frac{a_1 s_x^{k_1}}{b_1 s_x^2 + c_1 s_x + d_1}, \quad (17)$$

$$f_y = \frac{a_2 s_y^{k_2}}{b_2 s_y^2 + c_2 s_y + d_2}, \quad (18)$$

де $a_1 = 0,79$; $b_1 = 1,0$; $c_1 = -0,0145$; $d_1 = 0,00526$; $k_1 = 1,82$; $a_2 = 0,82$; $b_2 = 1,0$; $c_2 = -0,021$; $d_2 = 0,004$; $k_2 = 1,87$.

Рівняння руху автомобіля [7]. Диференціальне рівняння руху автомобіля при гальмуванні має такий вигляд:

$$\left(\frac{-dV}{dt}\right) \cdot m \cdot \delta = P_a + P_f + P_w + P_t + P_T + P_e, \quad (19)$$

де V – швидкість автомобіля, м/с; m – фактична маса автомобіля, кг; δ – коефіцієнт обрахунку обертових мас; P_a – сила опору підйому, Н; P_f – сила опору кочення коліс, Н; P_w – сила опору повітря, Н; P_t – сила опору, створювана трансмісією, Н; P_T – фактична гальмівна сила, Н; P_e – сила опору, яка створюється двигуном, Н.

При гальмуванні по рівній дорозі без двигуна, з обрахунком основних діючих сил, рівняння руху можна переписати в спрощеному вигляді:

$$\left(\frac{-dV}{dt}\right) \cdot m \cdot \delta = P_w + P_t. \quad (20)$$

Сила опору повітря P_w дорівнює:

$$P_w = k_b \cdot k_a \cdot B \cdot H \cdot (V + V_B)^2, \quad (21)$$

де k_b – наведений коефіцієнт опору повітря, Н · с²/м⁴ (для автомобілів категорії М1 приблизно 0,2; категорій М2 і М3 – 0,5 і категорій N1–N3 – 0,6); k_a – коефіцієнт заповнення, розрахований по габаритах лобової площі (для автомобілів категорії М1 приблизно 0,8, для інших категорій 0,85); B – габаритна ширина автомобіля, м; H – габаритна висота автомобіля, м; V_B – швидкість вітру в напрямку дороги, м/с (прийємо рівною нулю).

Таким чином, занос автомобіля при гальмуванні робочою гальмівною системою без двигуна j , м/с², спрощено визначається за формулою:

$$j = \frac{P_w + P_T}{m}. \quad (22)$$

Рівняння обертового руху колеса [7]. Надалі для простоти будемо вважати, що кут бічного відведення колеса δ дорівнює 0. У цьому випадку рівняння зміни моменту кількості обертального руху, що описує колесо задається формулою:

$$\frac{J d\omega_k}{dt} = (P_K - P_{ГМК}) r_k, \quad (23)$$

де ω_k – кутова швидкість колеса, рад./с; J – момент інерції колеса, кг · м²; P_K – фактична гальмівна сила на колесі; $P_{ГМК}$ – гальмівна сила на колесі, що розвиває гальмівний механізм, Н; r_k – радіус колеса, м.

Фактична гальмівна сила автомобіля дорівнює:

$$P_T = \sum_{i=1}^N P_{ki}, \quad (24)$$

де N – кількість коліс автомобіля; P_{ki} – фактична гальмівна сила на i -м колесі.

Для простоти припустимо, що опорна реакція і коефіцієнти зчеплення на колесах однакові, тоді рівняння можна записати:

$$P_T = NP_K, \quad (25)$$

$$P_K = \mu(s) Z_K = \frac{\mu(s) mg}{N}, \quad (26)$$

де g – прискорення вільного падіння (9,8 м/с²).

Модель гальмівної системи [7]. Пневматична гальмівна система (рис. 2) має резервуари двох типів: центральний резервуар (ресивер) і робочі гальмівні циліндри. До кожного робочого циліндра веде два трубопроводи: один (1) із центрального резервуара в гальмівний циліндр, а другий (2) з гальмівного циліндра в атмосферу.

Розглянемо систему, у якій встановлений один клапан, що відкриває й закриває поперемінно кожний трубопровід. Коли (1) відкритий – (2) закриті (заповнення) і коли (1) закритий – (2) відкритий (випуск).

Гальмівну силу, що розвиває гальмівний механізм на колесі, можна вважати пропорційною тиску в гальмівному циліндрі:

$$P_{mK} = C \cdot (p_{ц} - p_{атм}), \quad (27)$$

де C – коефіцієнт, що враховує особливості конструкції гальмівного механізму і його конструкцію (наприклад, для автомобіля ЗИЛ-130 для коліс передньої осі $C = 0,02525$ м², для коліс задньої осі $C = 0,0205$ м²); $p_{ц}$ – тиск у гальмівному циліндрі; $p_{атм}$ – атмосферний тиск (98 кПа).

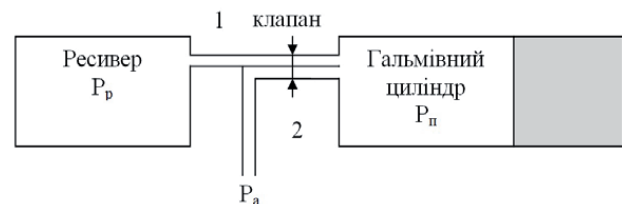


Рис. 2. Модель гальмівної системи

При заповненні:

$$\frac{dp_{ц}}{dt} = v, \quad (28)$$

при випуску:

$$\frac{dp_{ц}}{dt} = -v, \quad (29)$$

де v – швидкість зміни тиску робочого середовища в гальмівних циліндрах (для пневматичного приводу $v \approx 300...1500$ Кпа/с, менші значення ставляться до причепів автопоїздів). Тиск у гальмівному циліндрі змінюється від атмосферного до тиску в ресивері (для автомобіля ЗИЛ-310 $p_p \approx 700$ Кпа).

Запропоновано велику кількість методів керування АБС [8–10]. Одним з найпростіших є режим з перемикачними. Локальною метою АБС можна вважати втримання динаміки кожного колеса навколо максимального значення μ_{\max} . Цьому значенню відповідає величина проковзування S^* . Керування полягає в перемикачній клапана гальмівної системи при відхиленні величини проковзування від заданого значення S^* . Перемикач виконується відповідно до правила:

$$U = \begin{cases} 1, & \text{якщо } S_{slide} > 0, \\ -1, & \text{якщо } S_{slide} < 0, \end{cases} \quad (30)$$

$$S_{slide} = E_{slip} + \frac{\lambda dE_{slip}}{dt}, \quad (31)$$

$$E_{slip} = S - S^*. \quad (32)$$

Якщо U приймає значення 1, то клапан перемикає гальмівну систему в режим гальмування, інакше в режим розгальмовування.

Параметри моделі [5]. Для побудови моделі приймемо наступні параметри (рис. 3).

На підставі формули (27) і використовуючи підсистему «Pneumatic cylinder» створимо підсистему «wheel breaking force» розрахунку гальмівної сили, що розвивається гальмівним механізмом на колесі

На підставі формули (23) створимо підсистему «wheel angular velocity» розрахунку кутової швидкості колеса. Інтегратор («Integrator») має початкове значення рівне « V/r » (початкова швидкість автомобіля, ділена на радіус колеса) і обмежений зверху нескінченністю, а знизу 0.

На підставі формул (30), (31) і (32) створимо підсистему «Control Subsystem» керування АБС. Величину S^* приймемо рівною 0,2, а λ рівною 0,0001.

На підставі формул (20), (21), (25) і (32), використовуючи раніше створені підсистеми, створимо модель гальмівної системи з АБС (рис. 4).

Ручний перемикач («Manual Switch») перемикає систему на гальмування з АБС і без АБС.

```

Editor - D:\АВТОМОБИЛИ\2013-2014\Дипломы 2013-2014\ПОПОВ 372M\MATLAB\model\mod1.m
File Edit Text Desktop Window Help
1 mu_max=0.8; % коэффициент трения для пары колесо-дорога
2 m = 8000; %фактична маса автомобіля
3 g = 9.8; %прискорення вільного падіння
4 N = 6; % кількість коліс автомобіля
5 p_atm=98000;% атмосферний тиск ратм = 98 кПа (p_atm)
6 p_resiver=700000; % тиск в ресивері pp = 700 кПа (p_resiver)
7 C = 0.023; % коэффициент, що враховує особливості конструкції гальмового механізму і його конструкцію C = 0,023 м2 (C)
8 v =1300000; % швидкість зміни тиску робітничого середовища в гальмових циліндрах v =1300 Кпа/с (v)
9 V = 14; % швидкість автомобіля перед гальмуванням V = 14 м/с (V)
10 r=0.5; % радіус колеса rk = 0,5 м (r)
11 J = 13.8; % момент інерції колеса J = 13,8 кг*м2 (J)
12 kv=0.6; % наведений коефіцієнт опору повітря kv = 0,6 Н*с2/м4(kv)
13 ka=0.85; % коэффициент заповнення, розрахований по габаритах лобової площі ka = 0,85 (ka);
14 B=2.5; % габаритна ширина автомобіля B = 2,5 м (B)
15 H=2.4; % габаритна висота автомобіля H = 2,4 м (H)
    
```

Рис. 3. Параметри моделі

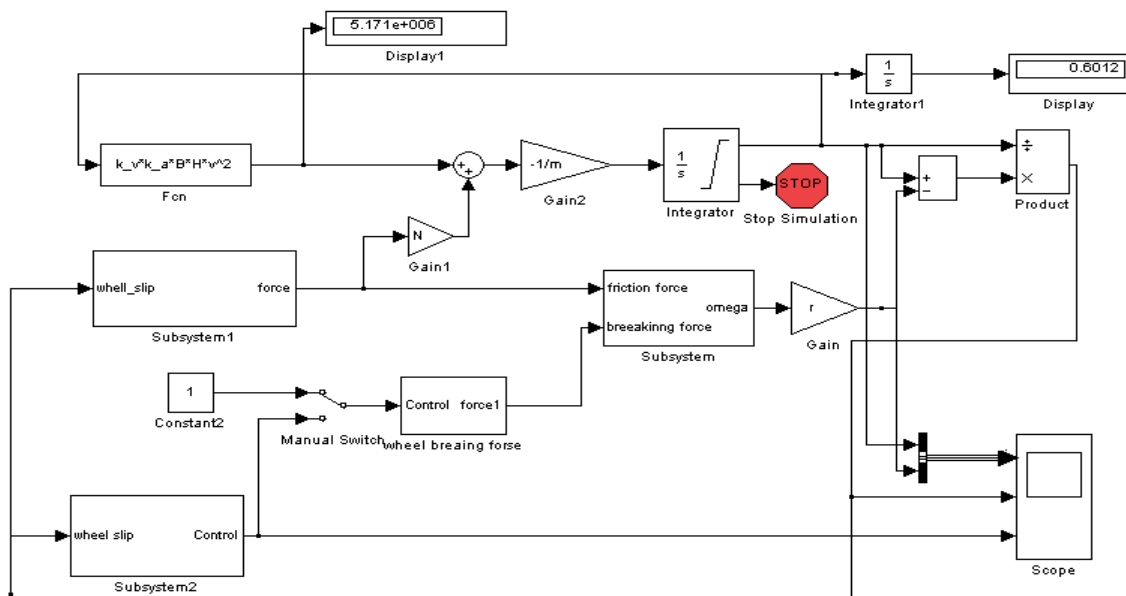


Рис. 4. Модель гальмівної системи з АБС

Інтегратор розрахунку швидкості («Speed integrator») має початкове значення рівне «V» (початкова швидкість автомобіля), обмежений зверху величиною «V*2» (будь-яка швидкість більше початкової), знизу 0 і має встановлений вихід насичення (Show saturation port) для зупинки моделювання. Блок «Stop Simulation» зупиняє моделювання при досягненні нульової швидкості. Інтегратор розрахунку дистанції гальмування має початкове значення рівне 0.

Результати моделювання наведені на рис. 5.

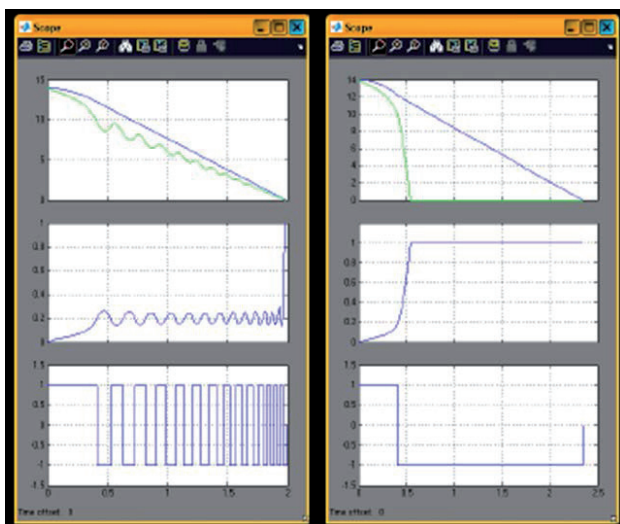


Рис. 5. Результати моделювання гальмування з АБС (ліворуч) — гальмівний шлях 15,16 м і без АБС (праворуч) — гальмівний шлях 17,24 м

На графіках (рис. 5): зверху — швидкість автомобіля і лінійна швидкість колеса, у середині — величина проковзування колеса, знизу — команди системи керування (для гальмування без АБС не має сенсу).

5. Обговорення результатів дослідження роботи пневматичної гальмівної системи автомобіля під керуванням АБС

Переваги дослідження: дослідження гальмівного процесу проводиться по багатьом параметрам, серед яких: кутова швидкість коліс автомобіля, ковзання коліс, сповільнення та гальмівний шлях. За результатами моделювання отримуємо графічне зображення процесів вказаних параметрів за часом.

Недоліком є те, що немає таких параметрів, як зміна зусилля на гальмівній педалі і тиск у контурах гальмівного приводу.

Завданням розробки й дослідження моделі було — встановлення працездатності моделі гальмівної системи автомобіля у широкому спектрі експлуатаційних режимів та стійкості режиму гальмування.

Численність вихідних параметрів не дозволяє відобразити їх у повній мірі, тому представлено декілька найважливіших параметрів функціонування гальмівної системи.

Представлена функціонуюча модель гальмівної динаміки транспортного засобу, з урахуванням особливостей пневматичної гальмівної системи автомобіля, яка в перспективі зможе комбінуватися з моделями систем автоматичного контролю.

6. Висновки

В результаті проведених досліджень:

1. Вибрано алгоритм керування АБС автомобіля.
2. В якості найбільш наочної системи, придатної для моделювання, був обраний пакет розширення SIMULINK системи MATLAB.
3. Розроблена імітаційна модель гальмівної системи автомобіля під керуванням АБС.

Література

1. Кравец, В. Н. Теория автомобиля [Текст] / В. Н. Кравец. — Н. Новгород: НГТУ, 2007. — 368 с.
2. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. — М.: Машиностроение. — 1971. — 405 с.
3. Платонов, В. Ф. Машиностроение [Текст]. Т. IV–V. Колесные и гусеничные машины: энциклопедия / В. Ф. Платонов и др.; под общ. ред. В. Ф. Платонова. — М.: Машиностроение, 1997. — 688 с.
4. Автомобильный справочник Bosch [Текст]: пер. с англ. — М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. — 896 с.
5. Дьяконов, В. П. VisSim + Mathcad + MATLAB. Визуальное математическое моделирование [Текст] / В. П. Дьяконов. — Г.: Солон-пресс, 2004. — 384 с.
6. Wong, J. V. Theory of Ground Vehicles [Text] / J. V. Wong. — Ed. 3. — New York: John Wiley and Sons, 2001. — 528 p.
7. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р. В. Ротенберг. — 3-е изд., переработ. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
8. Ломаев, А. В., Алгоритм управления антиблокировочной системой тормозов автомобиля [Текст] / А. В. Ломаев, Н. М. Филькин // Современные наукоемкие технологии. — 2009. — № 8. — С. 116–117.
9. Тарасик, В. П. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами [Текст] / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. — Мн.: УП «Технопринт», 2004. — 510 с.
10. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем [Текст] / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность. — 2002. — № 11. — С. 29–30.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ПОД УПРАВЛЕНИЕМ АБС В СРЕДЕ MATLAB SIMULINK

Одним из важнейших свойств автомобиля является хорошее функционирование тормозной системы в экстремальных ситуациях и наличие активных систем безопасности. В работе рассматривается пневматическая тормозная система под управлением АБС, которая часто устанавливается на автобусах и грузовых автомобилях. Ее моделирование проводится на графическом интерфейсе пользователя MATLAB в среде SIMULINK, и по сути есть средством визуального программирования.

Ключевые слова: тормозная система автомобиля, АБС, MATLAB, SIMULINK.

Горбунов Андрей Петрович, кандидат технических наук, кафедра автомобильной техники, Национальная академия Национальной гвардии Украины, Харьков, Украина, e-mail: AGorbuinov@i.ua.

Горбунов Андрей Петрович, кандидат технических наук, кафедра автомобильной техники, Национальная академия Национальной гвардии Украины, Харьков, Украина.

Gorbuinov Andrey, National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: AGorbuinov@i.ua