

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ШУКЛІНОВ СЕРГІЙ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 629.017:681.532.58



**ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ
АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ ГАЛЬМУВАННЯМ
КОЛІСНИХ МАШИН**

05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2013

Дисертацію є рукопис

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: Лауреат державної премії України, Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Туренко Анатолій Миколайович**, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ректор.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор **Гудз Густав Стефанович**, Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри експлуатації і ремонту автомобільної техніки;

доктор технічних наук, професор **Рудзінський Володимир Васильович**, Житомирський державний технологічний університет, завідувач кафедри «Автомобілі і механіка технічних систем»;

доктор технічних наук, доцент **Макаров Володимир Андрійович**, Донецька академія автомобільного транспорту, завідувач кафедри «Технічна експлуатація автомобілів».

Захист відбудеться «3» липня 2013 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої ради Д64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Автореферат розісланий «31» травня 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої Ради

О.С. Полянський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми визначається необхідністю рішення наукової проблеми підвищення безпеки руху колісних машин.

Аналіз стану безпеки руху колісних машин в Україні свідчить про невідкладну потребу рішення проблем аварійності. Значна кількість дорожньо-транспортних пригод відбувається через неправильні дії водія під час керування гальмуванням, зокрема це може бути як наслідок значного напруження в умовах високих швидкостей, щільності руху колісних машин і впливу збуджуючих чинників.

Україна є виробником і експортером колісних машин. Властивості колісної машини, що забезпечують безпеку руху і умови роботи на ній водія часто є визначальними чинниками її конкурентоспроможності.

Тому для України є актуальною задачею створення теоретичних основ адаптивного керування гальмуванням колісних машин як бази для розробки гальмівних систем, що забезпечують інваріантні і комфортні умови керування гальмуванням, для освоєння конструкцій агрегатів цих систем українськими виробниками та впровадження таких систем в конструкцію українських автомобілів і автобусів.

Крім того, роботи, присвячені підвищенню безпеки на транспорті, ДАК Міністерства освіти і науки України (Бюлєтень ВАК України № 5, 2000 р., с. 12) визначає як найбільш актуальні напрям досліджень.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) і виконувалася відповідно до:

– Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997 р. «Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виробляються в Україні»;

– комплексної теми досліджень кафедри автомобілів ХНАДУ «Системне проектування і конструктування транспортних засобів, що забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху».

Особистий внесок автора у виконання цих науково-дослідних робіт полягає: в уdosконаленні гальмівних систем колісних машин, а саме в розробці теоретичних основ адаптивних систем керування гальмуванням і дослідженнях цих систем; в уdosконаленні робочих процесів і теоретичних основ проектування головних гальмівних циліндрів з вакуумним підсилювачем, розробці і дослідженні їх конструкцій.

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є створення теоретичних основ адаптивного керування гальмуванням колісних машин шляхом уdosконалення методів аналізу і синтезу структури гальмівної системи, що підвищує якість гальмівного керування і безпеку руху машин.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– уdosконалити методики формування меж розташування статичної характеристики гальмівної системи з адаптивним керуванням і визначення параметрів керування гальмуванням колісної машини;

- розробити теоретичні основи синтезу і аналізу системи адаптивного керування гальмуванням колісних машин як адаптивної автоматичної системи керування;
- провести моделювання і імітаційні дослідження процесу гальмування колісної машини з адаптивною автоматизованою системою керування;
- розробити удосконалені методи аналізу і синтезу гальмівних апаратів частково автоматизованого гальмівного приводу;
- розробити удосконалені конструкції гальмівних апаратів частково автоматизованого гальмівного приводу і провести їх експериментальні дослідження;
- розробити систему адаптивного керування і провести експериментальні дослідження процесу гальмування колісної машини з адаптивним керуванням гальмуванням.

Об'єкт дослідження: процеси керування гальмуванням колісних машин.

Предмет дослідження: адаптивне керування службовим гальмуванням колісної машини.

Методи дослідження. При створенні теоретичних основ адаптивного керування гальмуванням колісної машини використовувалися методи системного аналізу. При визначенні мети і постановці задач дослідження використовувався гіпотетичний метод, при аналізі робіт попередніх дослідників – історичний, при створенні схем і конструкцій – спосіб абстрагування, при створенні математичних моделей – аксіоматичний метод, способи ранжирування і формалізації і аналітичний метод, для підтвердження достовірності розроблених теоретичних положень і математичних моделей – експериментальні методи.

Наукова новизна одержаних результатів дослідження полягає в тому, що:

- одержала подальший розвиток теорія адаптивних систем керування гальмуванням, за рахунок розробки теоретичних основ адаптивного керування службовим гальмуванням колісних машин;
- вперше проведено оцінку витрат енергії водія на керування гальмуванням колісної машини на основі запропонованого енергетичного критерію;
- визначено взаємозв'язок між кінематичними параметрами колісної машини при русі накатом і її масою, яка використовується при формуванні закону керування і виконанні бортової діагностики гальмівного керування;
- одержали подальший розвиток методи синтезу вакуумних підсилювачів з не лінійними характеристиками;
- одержано нові функціональні зв'язки структурних елементів головного гальмівного циліндра.

Практичне значення одержаних результатів.

Робота має як теоретичне, так і практичне значення. Результати теоретичних досліджень доповнюють теорію робочих процесів агрегатів і систем колісних машин. Запропоновані в дисертації залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмівного керування, оцінці параметрів керування гальмами колісних машин різних класів і при проектуванні систем адаптивного керування гальмуванням колісних машин. Розроблені імітаційні моделі дозволяють на стадії проектування оцінити вплив системи адаптивного керу-

вання гальмуванням на параметри і ефективність керування колісною машиною в режимі службового гальмування.

Основні наукові положення, розробки і рекомендації використані:

- в учбовому процесі підготовки інженерів-механіків і інженерів-конструкторів за спеціальностями 7.090215 «Автомобілі і автомобільне господарство», 7.090211 «Колісні і гусеничні транспортні засоби»;
- у модифікації головного гальмівного циліндра в конструкції автомобілів УАЗ (м. Ульяновськ, Росія); у двох модифікаціях вакуумного підсилювача гальм в конструкції автомобілів УАЗ (м. Ульяновськ, Росія); у модифікації вакуумного підсилювача гальм в конструкції автомобілів ГАЗ (м. Нижній Новгород, Росія).

При цьому Краснодонським автоагрегатним заводом (п. Краснодон, Луганської обл.), упроваджені в серійне виробництво дві модифікації вакуумних підсилювачів ХАДИ-3510010 і одну модифікацію КЗАА-3510010.

Особистий внесок здобувача. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать:

- закон формування управляючої дії адаптивного керування гальмуванням [3]; методики визначення алгоритму налагоджування адаптивного регулятора, структури системи керування і аналізу її стійкості [4 – 6]; залежності, які визначають діапазон регулювання коефіцієнта ефективності і точності регулювання [2]; алгоритм адаптивного керування електропневматичним гальмівним приводом [22]; імітаційна модель гальмування колісної машини з адаптивним керуванням гальмуванням [23, 38];
- метод визначення роботи, здійснюваної водієм при утриманні педалі гальма в сталому режимі керування гальмами [10];
- метод аналізу робочих процесів [35] і вибору параметрів статичної характеристики [21], математичні моделі клапанів [13] вакуумного підсилювача; дослідження напруженно-деформованого стану пружно-еластичного диска слідуючого пристрою вакуумного підсилювача гальм і результати цього дослідження [9]; метод синтезу простору параметрів слідуючого пристрою вакуумного підсилювача гальм за його статичною характеристикою [7];
- структурна схема установки для дослідження вакуумних підсилювачів гальмівного приводу [31], структурна схема і алгоритм вимірювально-реєструючого комплексу [28], імітаційна модель гідралічного гальмівного приводу з вакуумним підсилювачем в оболонці Simulink MATLAB [32], результати теоретичного [1] і експериментального дослідження вдосконаленої конструкції вакуумного підсилювача гальмівного приводу [15];
- удосконалення апаратів частково автоматизованого гальмівного приводу: порівняльний аналіз конструкцій вакуумних підсилювачів гальмівного приводу [12, 33]; конструкція головного гальмівного циліндра [25]; нові функціональні зв'язки структурних елементів вакуумного підсилювача гальмівного приводу [24]; схема клапанного вузла вакуумного підсилювача гальм [26].

Роботи [8, 11, 14, 16 – 20, 27, 29, 30, 34, 36, 37, 39] виконані самостійно.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і

одержали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях Харківського національного автомобільно-дорожнього університету і міжнародних конференціях:

- XXII міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Активна безпека автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 3 – 4 червня 1998 р.);
- XXX міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Безпека конструкції автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 14 – 15 червня 2000 р.);
- міжнародний науково-технічний конференції «Перспективні напрями розвитку конструкцій автомобіля» (м. Харків, ХНАДТУ, 25 – 27 жовтня 2001 р.);
- міжнародний науково-технічний конференції «Проблеми мехатроніки в подальшому розвитку транспортних засобів і систем» (м. Харків, ХНАДТУ, 16 – 18 жовтня 2001 р.);
- XXXVII міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Безпека автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 18 – 20 червня 2002 р.);
- XXXXVI міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Безпека конструкції автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 16 – 17 червня 2004 р.);
- міжнародний науково-технічний конференції «Технічні і економічні перспективи розвитку автотранспортного комплексу і дорожнього будівництва» (м. Харків, ХНАДУ, 16 – 17 травня 2005 р.);
- 53 міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Проблеми і перспективи автомобілебудування в Росії» (м. Іжевськ, Росія, ВАТ «Іжевський автомобільний завод» 22 – 23 березня 2006 р.);
- 54 міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Конструктивна безпека автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 7 – 8 червня 2006 р.);
- міжнародний науково-практичний конференції «Мехатроніка будівельників і дорожніх машин» (м. Харків, ХНАДУ, 24 – 26 жовтня 2007 р.);
- 65 міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Пріоритети розвитку вітчизняного автотракторобудування і підготовки інженерних і наукових кадрів» (м. Москва, МГТУ «МАМИ», 25 – 26 березня 2009 р.);
- міжнародний науково-технічний конференції «Прогрес транспортних засобів і систем – 2009» (м. Волгоград, Росія, ВГТУ, 13 – 15 жовтня 2009 р.);
- 9 міжнародний міждисциплінарний науково-практичний школі-конференції «Сучасні проблеми гуманізації і гармонізації керування» (м. Харків, ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 1 – 8 листопада 2009 р.);
- 70 міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Конструктивна безпека автотранспортних засобів» (м. Дмитров, Московська обл., 1 – 2 червня 2010 р.);
- позачергової міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Автомобіле- і тракторобудування в Росії: пріоритети розвитку і підготовка кадрів», присвячений 145-річчю МГТУ «МАМИ» (м. Москва, МГТУ «МАМИ», 17 листопада 2010 р.);
- 73 міжнародний науково-технічний конференції ААІ «Автомобіль в інтелектуальній транспортній системі (ITC)» (м. Москва, ГТУ МАДІ, 23 – 24 березня 2011 р.);

– міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми і перспективи автомобілебудування і автомобільного транспорту» (м. Харків, ХНАДУ, 3 – 4 листопада 2011 р.);

– також на:

– X і XVI науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Транспорт, екологія – стійкий розвиток» (м. Варна, Болгарія, 13 – 15 травня 2004 р., 20 – 22 травня 2010 р.);

– 6 міжнародному науково-технічному семінарі «Перспективи розвитку автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ» (м. Харків, 20 – 21 квітня 2007 р.);

– 67 науково-методичній і науково-дослідній конференції МАДІ (ГТУ) (м. Москва, Росія, 29 січня – 6 лютого 2009 р.);

– 5 науково-практичній конференції з міжнародною участю «Математичне та імітаційне моделювання систем МОДС 2010» (м. Київ, 21 – 25 червня 2010 р.);

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 39 роботах, зокрема в одній монографії, в 26 наукових статтях (8 у виданнях іноземних держав), надрукованих в спеціалізованих виданнях, які входять в перелік Міністерства освіти і науки України як фахові, в 3 патентах, які видані Державним департаментом інтелектуальної власності в Україні і Федеральною службою з інтелектуальної власності, патентів і товарних знаків РФ, а також в 9 тезах доповідей на міжнародних наукових конференціях (6 у виданнях іноземних держав).

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, семи розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 428 сторінок, у тому числі 123 рисунка, 2 таблиці, 6 додатків на 98 сторінках. Список використаних джерел нараховує 243 найменування на 24 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми, сформульовано мету, задачі, об'єкт і предмет досліджень, описано основні методи досліджень і з'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Викладені основні положення наукою новизни і практичної цінності, апробації і публікації результатів дисертації.

У **першому розділі** «Проблема адаптивного керування гальмуванням колісних машин і задачі дослідження» на основі огляду науково-технічної літератури освітлюються: особливості функціонування водія в системі людина-машина-середовище при керуванні гальмуванням колісної машини; аналіз і оцінка психофізіологічних властивостей водія і властивостей гальмівного керування; сучасний стан гальмівного керування КМ.

За результатами огляду робіт, присвячених аналізу особливостей функціонування водія як ланки системи людина-машина-середовище, визначено, що при створенні гальмівного керування КМ, при виборі типу слідкуючої дії системи і її параметрів необхідно враховувати психофізіологічні особливості водія. Так само наголошується, що з підвищенням напруженості роботи водія його психофізіологічні можливості, а отже, й можливості пристосування знижуються, що обумовлює необхідність створення пристройів і систем гальмівного керу-

вання, здатних автоматично адаптуватися до мінливих умов функціонування. Також встановлено, що відсутній інтегральний критерій оцінки затрат енергії на керування гальмуванням КМ.

Проблема створення гальмівних систем, які можуть змінювати свої параметри залежно від поточного конкретного психофізіологічного стану людини і показників ефективності її керуючих дій, тобто наділені властивостями адаптації в системі людина-машина, вивчена недостатньо, і з більшеннем напруженості праці водія набуває особливої значущості її актуальності.

У результаті виконаного огляду і аналізу робіт за названою темою сформовані узагальнене формулювання наукової проблеми створення теоретичних основ адаптивного керування гальмуванням КМ, мета і задачі дослідження.

У другому розділі «Визначення параметрів керування гальмуванням колісних машин» виконано теоретичне обґрунтування формування меж розташування статичної характеристики гальмівного керування у разі адаптивного керування гальмуванням, дані визначення діапазону і точності роботи адаптивного керування, запропоновано метод визначення інтегрального показника оцінки затрат енергії – умовна робота на педалі гальма, і метод формування ідентичних умов керування гальмуванням для КМ різних класів.

Для оцінки ефективності гальмівного керування запропонований коефіцієнт K_3 (коєфіцієнт ефективності гальмівного керування КМ), який визначається залежністю:

$$K_3 = \frac{j_a - j_0}{P_n - P_0}, \quad (1)$$

де j_a – уповільнення КМ при зусиллі на педалі гальма P_n ;

j_0 – уповільнення КМ у момент початку формування гальмівних сил на колесах, тобто за умови коли $P_n \geq P_0$;

P_0 – нечутливість гальмівного керування.

Діапазон роботи адаптивного керування гальмуванням КМ визначається полем коефіцієнтів ефективності між верхньою межею В і статичною характеристикою гальмівного керування з мінімальною ефективністю H'_{\min} (рис. 1).

Запропоновано точність роботи адаптивного керування гальмуванням вибирати таку, щоб людина не відчувала зміни уповільнення машини в межах допустимих відхилень керування. При цьому верхній межі В (рис. 2) розташування статичної характеристики адаптивного керування гальмуванням відповідає значення уповільнення КМ, що відповідає допустимій максимальній ефективності:

$$\begin{cases} j_B = j_n + (P_n - P_0) \cdot K_3, & \text{при } P_n \geq P_0, \\ j_B = 0 & \text{при } P_n < P_0, \end{cases} \quad (2)$$

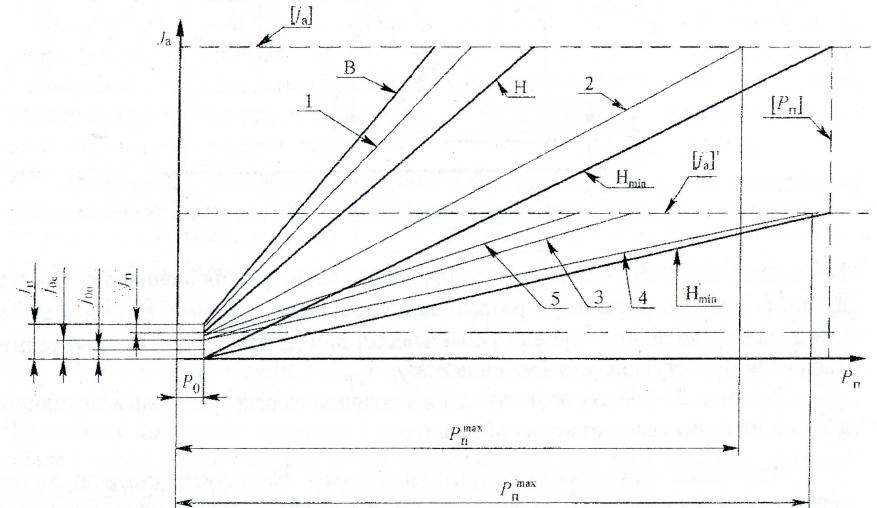
де K_3 – коефіцієнт ефективності гальмівного керування колісної машини в ненавантаженому стані;

j_B – уповільнення колісної машини, відповідне верхній межі;

j_n – абсолютний поріг розрізнення уповільнення водієм.

Нижня межа Н (рис. 2) відповідає уповільненням машини у функції керуючої дії на педалі і визначена з урахуванням відомої залежності різницевого порогу розрізнення уповільнення людиною (розвізеного ступеня уповільнення):

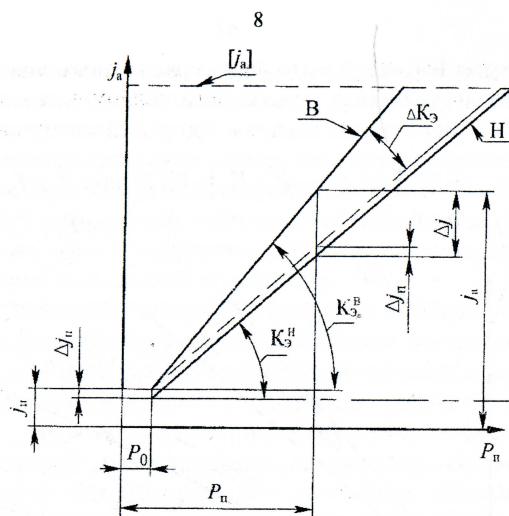
$$\begin{cases} j_H = 0,93 \cdot [j_n + (P_n - P_0) \cdot K_3] - 0,175 & \text{при } P_n \geq P_0, \\ j_H = 0 & \text{при } P_n < P_0. \end{cases} \quad (3)$$



В, Н – межі максимальної ефективності; H_{\min} – межа мінімально допустимої ефективності при гальмуванні робочою гальмівною системою; H'_{\min} – межа мінімально допустимої ефективності при гальмуванні аварійною гальмівною системою; 1, 2 – статична характеристика гальмівного керування КМ, відповідно в ненавантаженому і навантаженому стані; 3, 4 – статична характеристика гальмівного керування КМ, відповідно при відмові переднього і заднього гальмівного контуру; 5 – статична характеристика гальмівного керування КМ при відмові підсилювача гальма; $[j_a]$, $[j_a]'$ – нормоване уповільнення при гальмуванні робочою і аварійною гальмівною системою; P_n^{\max} – максимальне зусилля на педалі при гальмуванні робочою гальмівною системою, що забезпечує уповільнення машини $[j_a]$; $P_n'^{\max}$ – максимальне зусилля на педалі при гальмуванні аварійною гальмівною системою, що забезпечує уповільнення машини $[j_a]'$; $[P_n]$ – максимально допустиме нормативами зусилля на педалі гальма.

Рисунок 1 – Типова статична характеристика гальмівного керування КМ і межі її розташування

При цьому встановлено, що точність роботи адаптивного керування гальмуванням колісної машини характеризується різницевим порогом розрізнення водієм зміни коефіцієнта ефективності гальмування $\Delta K_3 = 0,07 K_3$.



Н – нижня межа; В – верхня межа; $[j_a]$ – нормоване уповільнення колісної машини; j_n – абсолютний поріг розрізнення уповільнення водієм; Δj – допустима максимальна величина ступеня уповільнення при j_a ; Δj_n – допустима максимальна величина ступеня уповільнення при $j_a = j_n$.

Рисунок 2 – Межі розташування статичної характеристики адаптивного керування гальмуванням колісної машини

Адаптивне керування гальмуванням дозволяє сформувати статичну характеристику гальмівного керування з урахуванням психофізіологічних особливостей людини (водія) і забезпечити комфортні умови керування гальмуванням. Умови керування гальмуванням оцінюються параметрами: зусиллям на педалі, її ходом і часом керуючої дії. Вперше визначений інтегральний показник – умовна робота на педалі гальма для комплексної оцінки умов керування гальмуванням:

$$A_{P_n} = A_1 + A_2, \quad (4)$$

де A_1 – робота, витрачена на приведення в дію гальмівної системи при переміщенні педалі x_n ;

A_2 – умовна робота, що здійснюється водієм для утримання педалі гальма нерухомою в сталому режимі гальмування колісної машини з коефіцієнтом гальмування z .

Для аналітичного опису умовної роботи на педалі гальма розроблена схема взаємодії ноги з педаллю гальма (рис. 3).

Робота A_1 , здійснювана водієм для приведення в дію гальмівної системи і забезпечення заданої ефективності гальмування z колісної машини, в загальному вигляді визначається за відомою залежністю

$$A_1 = \int_0^{x_n} P_n(t) \cdot dx_n, \quad (5)$$

де $P_n(t)$ – закон прикладення зусилля до педалі гальма;

x_n – значення переміщення педалі гальма після досягнення на ній сталого значення зусилля P_n .

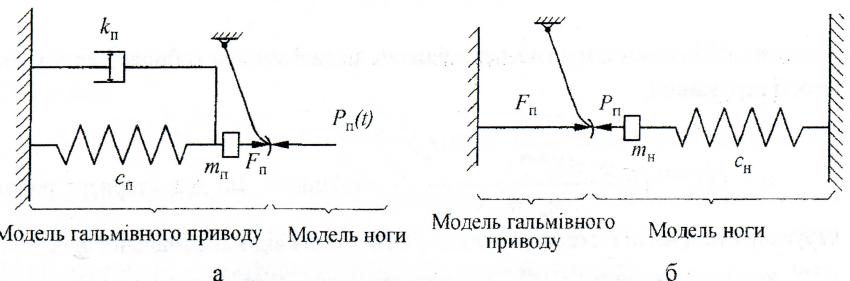


Рисунок 3 – Схема взаємодії ноги з педаллю гальма: а – при приведенні гальмівної системи в дію; б – при сталому режимі гальмування

Робота A_2 відображає витрати енергії водія при утриманні педалі гальма нерухомою. З погляду механіки за відсутності переміщення робота дорівнює нулю. З біомеханіки відомо, що м'язи ноги при цьому здійснюють статичну роботу. Відомо, що фактично статична робота м'язів є динамічною, оскільки при утриманні педалі нерухомою, м'язи постійно скорочуються і розслаблюються. Через малу амплітуду коливань і велику частоту скорочень м'язів коливання стопи і педалі не помітні, але за час гальмування м'язи ноги зроблять деяке еквівалентне переміщення x_{hz} . При цьому здійснюється робота

$$A_2 = P_n \cdot x_{hz}, \quad (6)$$

$$\text{де } x_{hz} = x_n(t_{2\pi}) \cdot v \cdot (t - t_n) \text{ – еквівалентне переміщення педалі } [x_n(t_{2\pi}) = \frac{P_n}{m_h \cdot \pi^2 \cdot v^2}]$$

переміщення за один період скорочення м'язів; $v = 100$ Гц – частота скорочення м'язів ноги в режимі тетануса (із сталим зусиллям на педалі гальма); m_h – маса ноги водія; t – час гальмування; t_n – час наростиання зусилля на педалі до значення P_n .

Умовну роботу на педалі гальма відображає площа під кривою залежності зусилля на педалі від переміщення педалі $P_n = f(x_n)$, що представлена на рис. 4. Встановлено, що робота A_1 залежить не тільки від параметрів керування (P_n, x_n), але і від темпу натиснення на педаль. Робота A_2 визначається зусиллям P_n і часом керування, залежним від початкової швидкості V_0 і ефективності z гальмування.

Для забезпечення ідентичних умов керування гальмуванням колісних машин різних категорій запропоновано аналітичне обґрунтування вибору значення максимального зусилля на педалі гальма за узагальненим параметром оцінки гальмівного керування – по умовній роботі на педалі гальма:

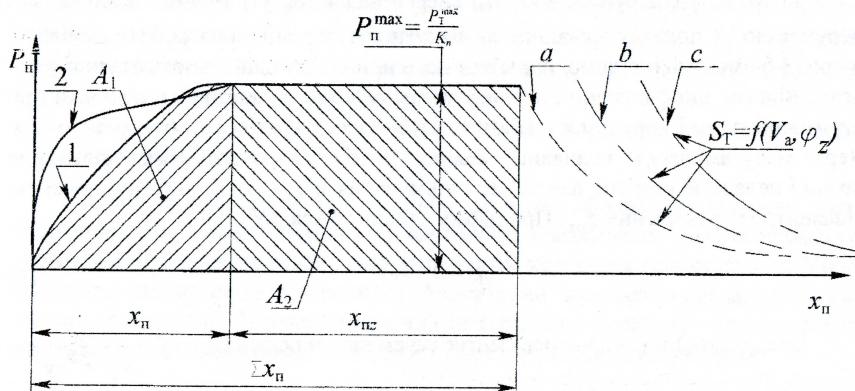
$$P_{\pi}^{\max} = f(V_a^{\max}) = \frac{-0,5 \cdot x_{\pi}^{\max} + \sqrt{0,25 \cdot (x_{\pi}^{\max})^2 + 4 \cdot \alpha \cdot [A]}}{2 \cdot \alpha}, \quad (7)$$

де x_{π}^{\max} – максимальне переміщення педалі гальма (обирається з умови якості керування);

$$\alpha = f(V_a^{\max}) = \frac{\frac{V_a^{\max}}{m_h} - 0,5 \cdot t_h}{g \cdot z(V_a^{\max})} \cdot \frac{m_h \cdot \pi^2 \cdot v}{m_h \cdot \pi^2 \cdot v} \text{ – коефіцієнт, що характеризує роботу}$$

керування гальмами в сталому режимі гальмування від максимальної швидкості V_a^{\max} колісної машини ($z(V_a^{\max})$ – максимальний коефіцієнт гальмування при максимальній швидкості; g – прискорення вільного падіння);

$[A]$ – нормоване значення умовної роботи на педалі гальма.



1 – повільний темп натиснення на педаль гальма; 2 – швидкий темп натиснення на педаль гальма; a, b, c – криві, що характеризують гальмівний шлях машини з різною ефективністю z і різними значеннями початкової швидкості.

Рисунок 4 – Залежність $P_{\pi} = f(x_{\pi})$

Формування максимального переміщення педалі гальма з умовою якості керування при нормованому значенні умовної роботи і визначенням максимального зусилля на педалі гальма, відповідного максимальному коефіцієнту гальмування, за залежністю (7) забезпечує однакове навантаження водіїв при керуванні гальмуванням колісних машин різних категорій.

У третьому розділі «Синтез і аналіз адаптивного гальмівного керування колісних машин» на основі прямого методу Ляпунова виконано синтез структури системи адаптивного гальмівного керування колісних машин і аналіз стійкості системи. Рівняння стану КМ і моделі КМ мають вигляд

$$\ddot{y} = -a_1 \cdot \dot{y} + k \cdot u(x), \quad (8)$$

$$\ddot{y}_M = -a_{IM} \cdot \dot{y}_M + k_M \cdot \dot{q}, \quad (9)$$

де $\dot{y}, \dot{y}_M, \ddot{y}, \ddot{y}_M$ – уповільнення і швидкість зміни уповільнення відповідно КМ і моделі;

$$a_1 = 2 \cdot \frac{k_B \cdot F_a \cdot V_a}{m_a \cdot \delta_{bp}}, \quad a_{IM} = 2 \cdot \frac{k_B \cdot F_a \cdot V_a}{m_M \cdot \delta_{bp}} \text{ – коефіцієнти, які характеризують нестационарність процесу (} k_B, F_a, V_a \text{ – коефіцієнт обтічності, лобова площа машини і її середня швидкість руху на даній лінеаризованій ділянці; } m_a, m_M \text{ – маса КМ і її модель; } \delta_{bp} \text{ – коефіцієнт обліку мас, що обертаються);}$$

$u(x)$ – функція швидкості зміни керуючої дії;

k, k_M – коефіцієнти ефективності гальмівного приводу КМ і еталонної моделі;

\dot{q} – швидкість керуючої дії еталонної моделі.

З умовою стійкості системи керування на основі прямого методу Ляпунова одержано алгоритм налагоджування адаптивного регулятора (10)

$$\begin{aligned} &\text{якщо } \dot{u}(x) > \frac{k_M - a}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{IM} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi < C_0 \cdot q + B_0 \cdot y + C_2 \cdot \dot{\varepsilon}, \\ &\text{якщо } \dot{u}(x) = \frac{k_M - a}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{IM} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi = C_0 \cdot q + B_0 \cdot y + C_2 \cdot \dot{\varepsilon}, \\ &\text{якщо } \dot{u}(x) < \frac{k_M - a}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{IM} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi > C_0 \cdot q + B_0 \cdot y + C_2 \cdot \dot{\varepsilon}, \end{aligned} \quad (10)$$

де ξ – коректувальна дія регулятора;

$$B_0 = \frac{a_M - a}{k \cdot \eta(x)}, \quad C_0 = \frac{k_M}{k \cdot \eta(x)} - 1, \quad C_2 = \frac{1}{\lambda \cdot k \cdot \eta(x)} \text{ – коефіцієнти (} \lambda \text{ – постійний позитивний коефіцієнт; } \eta(x) \text{ – коефіцієнт передачі гальмівного приводу;}$$

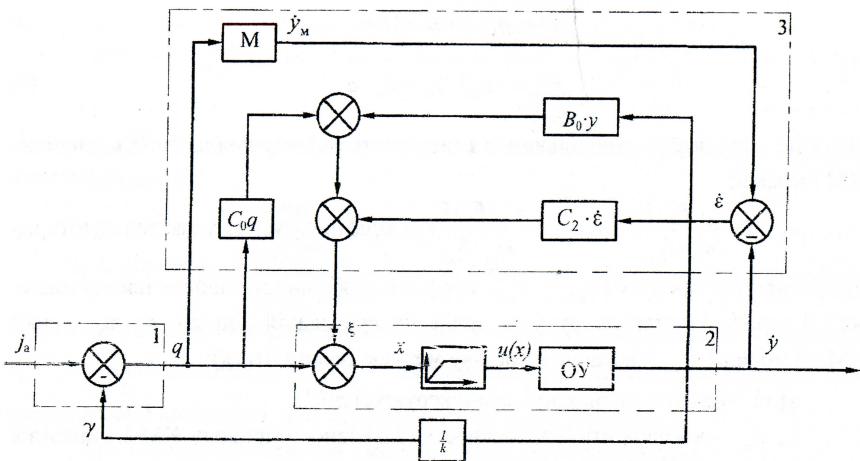
$a = \frac{k_B \cdot F_a \cdot V_a}{m_a \cdot \delta_{bp}}, \quad a_M = \frac{k_B \cdot F_a \cdot V_a}{m_M \cdot \delta_{bp}}$ – коефіцієнти, що характеризують нестационарність процесу);

q – еталонна керуюча дія;

y – швидкість руху КМ;

$\dot{\varepsilon}$ – помилка керування (відхилення уповільнення КМ від уповільнення моделі).

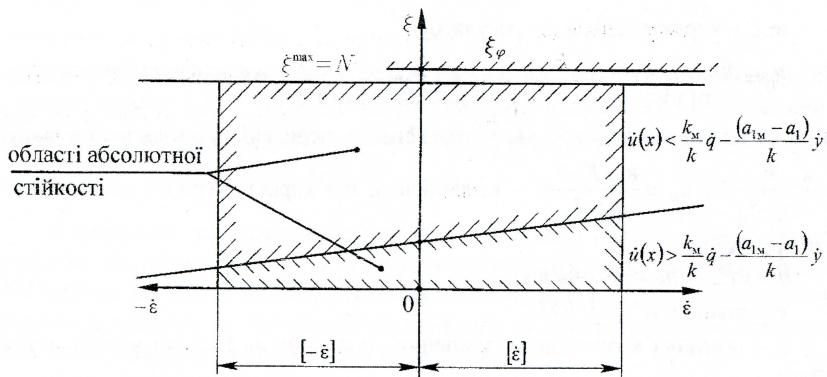
Одержаній алгоритм налагоджування регулятора дозволяє синтезувати структуру адаптивної системи керування гальмуванням колісної машини, у якій параметром оцінки її стану є уповільнення \dot{y} (рис. 5).



1 – водій; 2 – основний контур керування; 3 – блок самоналагоджування; M – модель КМ; ОУ – об’єкт керування (КМ); j_a – бажане уповільнення КМ (задача керування); γ – сигнал зворотного зв’язку; $u(x)$ – функція керуючої дії x .

Рисунок 5 – Структурна схема адаптивної автоматизованої системи керування гальмуванням КМ без зворотного зв’язку в основному контурі

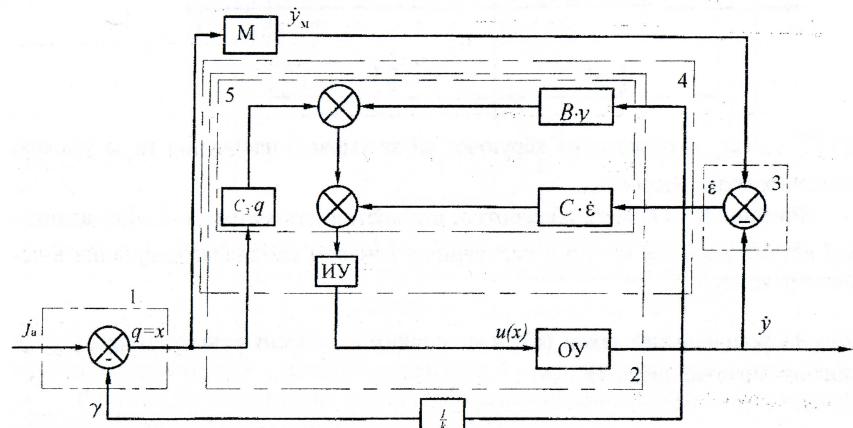
Область абсолютної стійкості адаптивної системи керування (рис. 6) є закритою і обмежується допустимою помилкою керування $[\dot{\epsilon}]$, величиною максимально можливої коректувальної дії виконавчого пристрою $\xi^{\max} = N$ і умовами зчеплення коліс з опорною поверхнею, що обмежують можливість реалізації керуючої дії. Максимальне значення коректувальної дії N слід вибирати з умови стійкості системи керування при максимальному зниженні коефіцієнта ефективності гальмівного керування K_g колісної машини.



$[\dot{\epsilon}]$ – граничне значення помилки керування; $\xi^{\max} = N$, ξ_ϕ – обмеження коректувальної дії по умові насичення і по умові зчеплення коліс з дорогою.

Рисунок 6 – Область абсолютної стійкості адаптивної автоматизованої системи керування гальмуванням КМ в параметрах $\dot{\epsilon}$ і ξ

Синтезовано структурну схему адаптивної системи керування гальмуванням з еталонною моделлю, у якій, канал самоналагоджування є частиною основного контуру керування 2 (рис. 7). Основний контур доповнений моделлю M, пристроям порівняння 3 і каналом самоналагоджування 4. Розрахунковий стан контуру моделюється програмним шляхом у вигляді моделі, сигнал з виходу якої \dot{y}_m порівнюється з виходом основного контуру \dot{y} , а сигнал неузгодження $\dot{\epsilon}$ є сигналом для обчислювального пристрою 5 каналу самоналагоджування. У пристрой 5 відповідно до критерію оптимальності основного контуру $\dot{\epsilon} \rightarrow \min$ формується поточний сигнал керування $u(x)$. Тобто обчислювальний пристрой 5 виконує функцію регулятора в основному контурі 2.



1 – водій; 2 – основний контур керування; 3 – пристрій порівняння; 4 – канал самоналагоджування; 5 – обчислювальний пристрій каналу самоналагоджування; ИУ – виконавчий пристрій.

Рисунок 7 – Структурна схема адаптивної автоматизованої системи керування гальмуванням КМ з каналом самоналагоджування в основному контурі

Синтезовано алгоритм налагоджування регулятора адаптивної системи керування гальмуванням КМ, що формує сигнал керування $u(x)$

$$\begin{aligned} &\text{якщо } \dot{u}(x) > \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{lM} - a_l)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) < C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\epsilon}, \\ &\text{якщо } \dot{u}(x) = \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{lM} - a_l)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) = C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\epsilon}, \\ &\text{якщо } \dot{u}(x) < \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{lM} - a_l)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) > C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\epsilon}, \end{aligned} \quad (11)$$

де $C_3 = \frac{k_m}{k}$, $B = \frac{(a_{lM} - a_l)}{k}$, $C = \frac{1}{\lambda \cdot k}$.

Алгоритм налагоджування регулятора (11) визначає область абсолютної стійкості системи керування гальмуванням КМ, наведену на рис. 8.

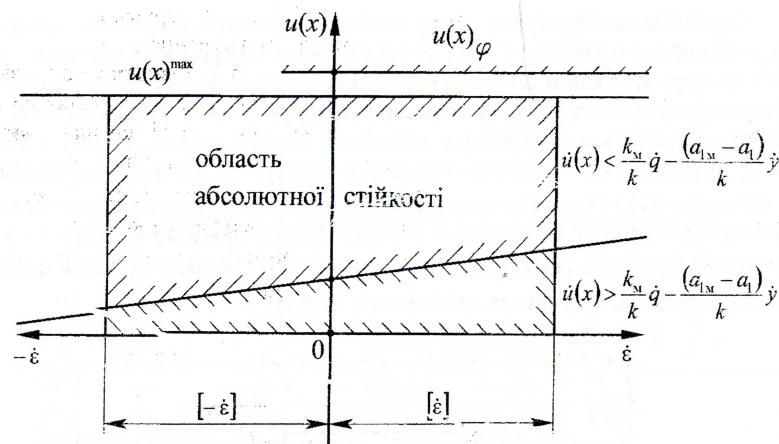


Рисунок 8 – Область абсолютної стійкості в параметрах \dot{x} і $u(x)$ адаптивної автоматизованої системи керування з каналом самоалагоджування в основному контурі

Рисунок 8 – Область абсолютної стійкості в параметрах \dot{x} і $u(x)$ адаптивної автоматизованої системи керування з каналом самоалагоджування в основному контурі

Запропонований закон (12) адаптивного керування гальмуванням КМ за оцінкою керуючої дії $u(x)$

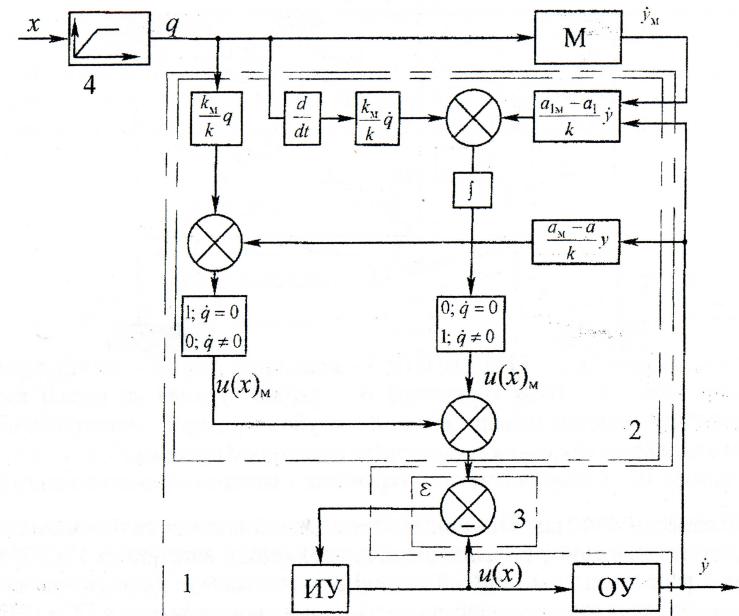
$$\left. \begin{aligned} u(x) &= \frac{a - a_m}{k} \cdot y + \frac{k_m}{k} \cdot q, && \text{при } \dot{q} = 0 \\ u(x) &= \int_0^{t_h} \left(\frac{a_1 - a_{1m}}{k} \cdot y_1 + \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} \right) dt, && \text{при } \dot{q} \neq 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Адаптивне керування гальмуванням КМ за оцінкою керуючої дії, реалізується системою керування, структурна схема якої представлена на рис. 9. Сигнал неузгодження між керуючої дією і еталонною керуючої дією є сигналом виконавчому пристрою для корекції керуючої дії.

Оцінка параметрів гальмування колісної машини базується на результатах аналізу характеру її руху накатом перед гальмуванням. Тут пропонується метод визначення маси колісної машини за даними вимірювань датчиків швидкості руху відповідно до залежності

$$m_a = -\frac{2k_b \cdot F_a \cdot V_a(t) \cdot j_3(t)}{\delta_{bp} \cdot \frac{dj_3(t)}{dt}}, \quad (13)$$

де $V_a(t), j_3(t)$ – швидкість і уповільнення машини при русі накатом.



$u(x)_m$ – еталонна керуюча дія; x – дія, яку задає водій; 1 – основний контур; 2 – канал самоалагоджування; 3 – пристрій порівняння; 4 – «електронна» педаль гальма.

Рисунок 9 – Структурна схема адаптивної автоматизованої системи керування гальмами колісної машини з оцінкою керуючої дії

Оскільки при адаптивному керуванні гальмуванням водій не відчуває зміни ефективності гальмівної системи, запропоновано виконувати діагностичну оцінку її ефективності, і при граничному її зниженні формувати попереджувальний сигнал. При цьому умова формування сигналу, який попереджує водія про зниження ефективності гальмівного керування, визначається за залежністю (14):

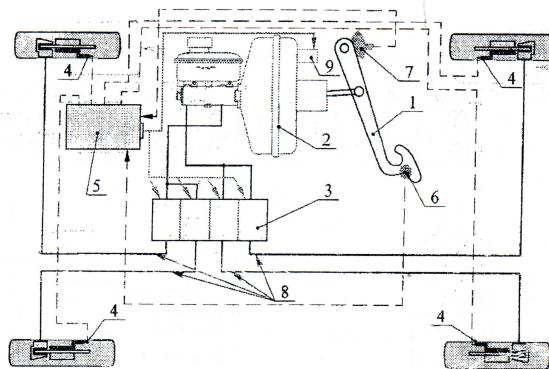
$$j_{t,y} - j_{t,p} \geq j_\eta, \quad (14)$$

де $j_{t,y}$ – умовне уповільнення КМ при керуючій дії, яка вимірюється;

$j_{t,p}$ – уповільнення КМ при значенні керуючої дії, яка розрахована;

j_η – зниження ефективності, що допускається.

У четвертому розділі «Моделювання і імітаційне дослідження процесу гальмування колісної машини» складені імітаційні моделі процесу гальмування колісних машин з частково автоматизованим гідрравлічним гальмівним приводом (ГГП) і автоматизованим електропневматичним гальмівним приводом (ЕПГП). Імітаційна модель процесу гальмування КМ з частково автоматизованим ГГП (рис. 10) складена за вдосконаленим математичним описом робочих процесів головного гальмівного циліндра (ГГЦ) і вакуумного підсилювача гальмівного приводу (ВПГП).



1 – педальний привід; 2 – ГГЦ з ВПГП; 3 – модулятор АБС; 4 – датчики частоти обертання коліс; 5 – блок керування; 6 – датчик зусилля на педалі гальма; 7 – датчик переміщення педалі гальма; 8 – трубопроводи; 9 – електромагніт керування клапанами виконавчого пристроя адаптивної системи.

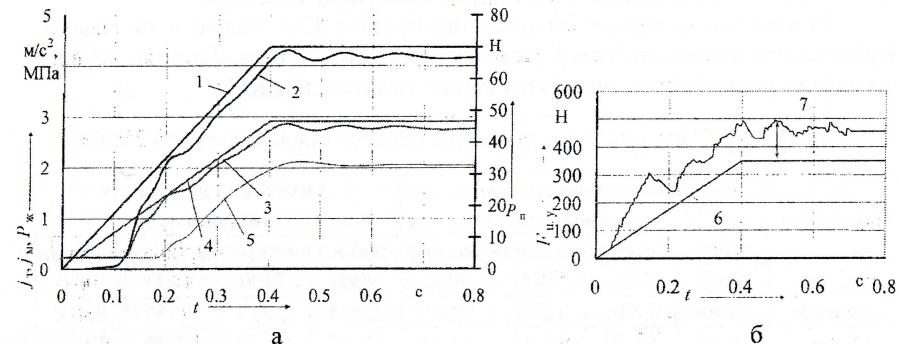
Рисунок 10 – Схема гальмівного керування з частково автоматизованим ГГП

Параметри КМ при імітаційному дослідження процесу гальмування з частково автоматизованим ГГП відповідають параметрам автомобіля УАЗ-3151. У структуру розробленої імітаційної моделі входять моделі: формування дій, що задається; робочих процесів гідрравлічного гальмівного привода з ГГЦ і ВПГП; формування адаптивної коректувальної дії, а також блок завдання і обчислення параметрів колісної машини, блок рішення рівняння руху колісної машини і блок ручного включення або відключення режиму адаптивного керування.

Проведено моделювання процесів гальмування автомобіля в навантаженому і ненавантаженому станах з однаковим зусиллям на педалі гальма. Уповільнення j_m моделі автомобіля визначене для ненавантаженого автомобіля. При активації адаптивної системи зусилля на поршні керування ВПГП при постійному зусиллі на педалі збільшується на величину коректувальної дії (рис. 11 б). Встановлено, що при заданому зусиллі на педалі гальма відхилення сталого уповільнення повністю завагаженого автомобіля, від сталого уповільнення моделі, при включений системі адаптивного керування складає 4,8 %, а при вимкненій адаптивній системі 29,6 %. Результати імітаційного моделювання процесу гальмування підтверджують налагоджування алгоритму адаптивного регулятора (10), визначене в розділі 3.

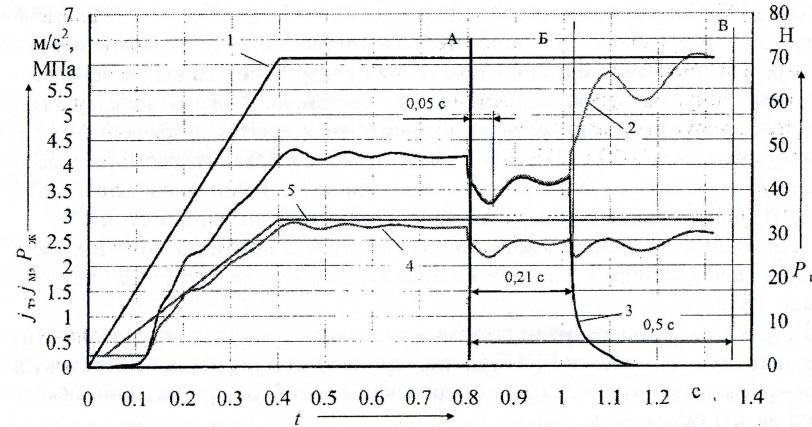
Особливу значущість адаптивне керування гальмуванням КМ набуває у разі раптової відмови одного з гальмівних контурів під час гальмування (рис. 12). При включений адаптивній системі керування після розгерметизації заднього контуру у момент часу А тиск рідини p_* у гальмівних контурах і відповідно уповільнення автомобіля знижуються протягом 0,05 с, а потім починається їх незначне зростання протягом 0,21 с (див. рис. 12). Зниження значень вказаних параметрів обумовлене розгерметизацією гальмівного контура. При зниженні уповільнення активується адаптивна система і її виконавчий пристрій додатково збільшує зусилля на поршні керування вакуумного підсилювача гальм (точка А на рис. 12). При цьому обидва поршні головного гальмівного циліндра типу тандем переміщаються до зіткнення поршня заднього контуру з упором (точка Б на рис. 12). Подальше переміщення поршня головного гальмівного циліндра перед-

нього гальмівного контура визначає підвищення тиску в працюючому контурі 2 (рис. 12). При цьому зусилля на педалі гальма водієм не змінювалося. Процес адаптації здійснюється без участі водія за 0,5 с (точка В див. рис. 12), а помилка керування уповільненням в результаті автоматичної адаптації не перевищує 8,9 % значення уповільнення при гальмуванні робочою гальмівною системою.



а – зміна параметрів гальмування автомобіля; б – зміна керуючої дії, на поршні керування; 1 – зусилля на педалі гальма P_n ; 2 – тиск рідини p_* у передньому гальмівному контурі; 3 – уповільнення j_t автомобіля; 4 – уповільнення j_m моделі автомобіля; 5 – уповільнення j_t автомобіля з вимкненою адаптивною системою; 6 – зусилля, створене водієм; 7 – коректувальне зусилля, створене адаптивною системою; $F_{n,y}$ – зусилля на поршні керування.

Рисунок 11 – Результати моделювання процесу гальмування автомобіля УАЗ-3151 ($m_a = 2450$ кг)



1 – зусилля на педалі гальма; 2 – тиск рідини в передньому гальмівному контурі; 3 – тиск рідини в задньому гальмівному контурі; 4 – уповільнення автомобілія; 5 – уповільнення моделі автомобіля.

Рисунок 12 – Зміна параметрів гальмування автомобіля УАЗ-3151 ($m_a = 2450$ кг) з адаптивним керуванням при відмові заднього гальмівного контура

Також розроблена імітаційна модель гальмування КМ з автоматизованим ЕПГП. Вона містить моделі формування дії, що задається; робочих процесів контурів електропневматичного приводу гальма; формування адаптивної керуючої дії і блок завдання і обчислення параметрів, рішення рівняння руху КМ і ручне перемикання режиму керуючої дії. Параметри КМ при імітаційному моделюванні процесу гальмування відповідають параметрам автобуса МАЗ-256200.

Результати досліджень процесу гальмування КМ зведені в таблицю 1. Оцінювалася залежність тиску в гальмівному приводі і уповільнення КМ від зусилля на педалі гальма, при різних станах завантаження КМ.

Таблиця 1 – Результати моделювання процесу гальмування МАЗ-256200

Параметри	Неадаптивне керування гальмуванням				Адаптивне керування гальмуванням			
	робоча система	аварійна система	робоча система	аварійна система	робоча система	аварійна система	робоча система	аварійна система
m_a , кг	9500	7400	9500	7400	9500	7400	9500	7400
j_a , м/с ²	2,269	2,814	1,232	1,505	2,917	2,814	2,766	2,988
S_T , м	16,75	13,79	29,33	23,93	13,42	13,79	14,31	13,34
t_1 , с	3,84	3,13	6,88	5,00	3,04	3,13	3,22	2,99
$p_{\text{вн}}$, МПа	0,197	0,195	0,197	0,195	0,242	0,193	0,412	0,356

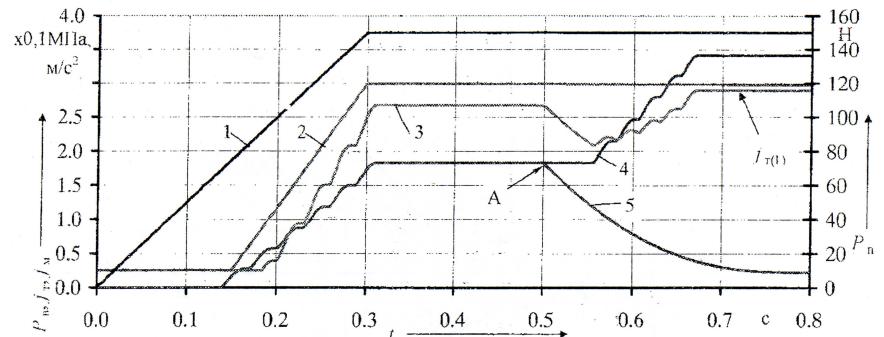
Примітка: зусилля на педалі гальма – 150 Н; час наростання зусилля на педалі гальма – 0,2 с; початкова швидкість гальмування – 30 км/г.

При адаптивному керуванні гальмуванням КМ уповільнення практично не залежить від стану завантаження машини, що забезпечується автоматичним підвищенням тиску повітря в гальмівному приводі з 0,193 МПа в ненавантаженому стані до 0,242 МПа в навантаженому стані. Уповільнення автобуса і його гальмівний шлях при гальмуванні аварійною системою (відмова одного з гальмівних контурів) у разі адаптивного керування практично не відрізняються від значень, одержаних при гальмуванні робочою гальмівною системою. В цьому випадку адаптивна система керування автоматично підвищує тиск повітря в працюючому гальмівному контурі до 0,412 і 0,356 МПа відповідно для навантаженого і ненавантаженого стану автобуса. Максимальне відхилення величини уповільнення КМ при адаптивному гальмівному керуванні для різних станів не перевищує 6,8 %.

Найбільш складним для водія випадком в плані адаптації до зміни умов керування гальмуванням є раптова відмова гальмівного контуру під час гальмування.

Результати імітаційного моделювання цього режиму свідчать, що адаптивне керування гальмуванням ЕПГП забезпечує автоматичне підвищення тиску в гальмівному контурі і стабілізацію уповільнення автобуса при незмінному положенні педалі гальма (рис. 13).

Імітаційні дослідження підтверджують розроблений алгоритм формування адаптивної керуючої дії (12) і здатність системи забезпечувати інваріантний режим керування гальмуванням автобуса різної маси як робочою, так і аварійною гальмівною системою, а також при відмові одного гальмівного контуру під час гальмування.



1 – зусилля на педалі гальма; 2 – еталонне уповільнення; 3 – уповільнення автобуса; 4 – тиск повітря в працюючому гальмівному контурі; 5 – тиск повітря в гальмівному контурі, що відмовив; А – момент відмови гальмівного контура; $j_{T(t)}$ – уповільнення автобуса при роботі одного гальмівного контура.

Рисунок 13 – Зміна параметрів при відмові одного гальмівного контура під час гальмування

У п'ятому розділі «Аналіз і синтез гальмівних апаратів частково автоматизованого гальмівного приводу» одержали розвиток методи аналізу і синтезу ГГЦ з ВПГП.

ГГЦ з ВПГП є апаратами гідравлічного гальмівного приводу, що формують керуючий тиск рідини, відповідно до натиснення водія на педаль гальма. Коректувальна дія виконавчого пристрою адаптивної системи в такому приводі прикладається до педалі гальма або безпосередньо до поршня керування ВПГП. Для підвищення якості адаптивного керування гальмуванням одержали розвиток теоретичні основи проектування ГГЦ з ВПГП.

Аналіз структурних елементів ГГЦ типу тандем дозволив сформулювати критерій якісної оцінки ефективності і функціональних зв'язків її структурних елементів. Удосконалений математичний опис клапанного вузла ВПГП дозволяє вибрати його параметри, що забезпечують герметичність обох клапанів у всіх режимах роботи підсилювача.

Одержані розвиток метод синтезу ВПГП з не лінійною статичною характеристикою, узгодженою з лінійною статичною характеристикою гальмівного керування КМ (рис. 14).

На рисунку 14 зображені: F'_T, F'_W – зусилля відповідно на штовхач і штоку підсилювача при відкритті атмосферного клапана (зона початкової не лінійності характеристики); F_{to}, F_{wo} – зусилля відповідно на поршні керування і штоку підсилювача після витискування пружно-еластичного елементу в зазор назустріч поршню керування при відкритті атмосферного клапана; F_T^*, F_W^* – зусилля відповідно на штовхач і штоку підсилювача при $[j_a]$ нормованому уповільненні КМ; $F_{pr,ped}$ – зусилля поворотної пружини педалі, приведене до осі штовхача; c – точка насичення підсилювача по тиску; j_{an} – уповільнення КМ в навантаженому стані; P_n – зусилля на педалі.

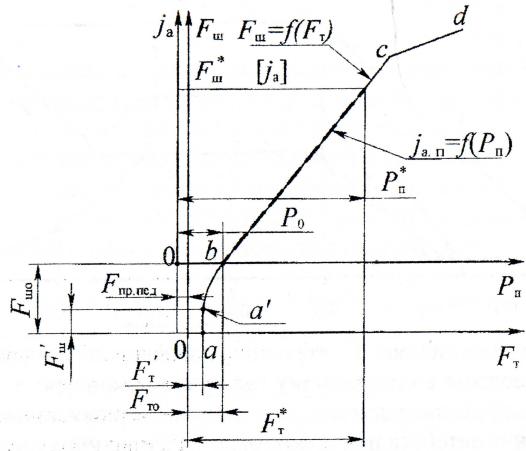


Рисунок 14 – Статична характеристика гальмівного керування $j_{a,n} = f(P_n)$ і вакуумного підсилювача гальмівного привода $F_w = f(F_t)$

Вигляд нелінійостей статичної характеристики ВПГП визначають параметри слідкуючого пристрою. На основі методу балансу робіт при зміні напруженого-деформованого стану пружно-еластичного елементу слідкуючого пристрою (рис. 15) вперше одержані аналітичні залежності, що визначають питоме зусилля на штоку при включені ВПГП

$$p_1 = \sigma \cdot \left(\frac{\mu_{tp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \cdot \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{tp} \cdot \sigma \cdot \frac{L}{D}, \quad (15)$$

і при слідкуючій дії ВПГП

$$p_{cls} = p_2 \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_{tp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \cdot \ln \frac{D^2}{d^2} \right] - 4\mu_{tp} \cdot p_2 \cdot \frac{L}{D}, \quad (16)$$

де σ – напруження в пружно-еластичному елементі;

μ_{tp} – коефіцієнт тертя в слідкуючому пристрої;

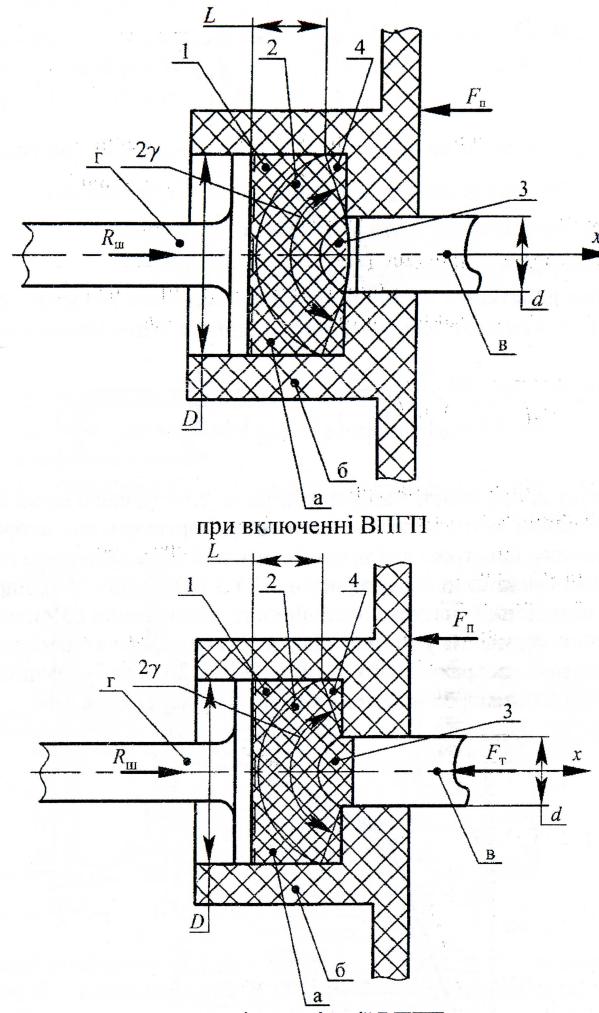
D, d – діаметри, відповідно штока і поршня керування;

$p_2 = \sigma \cdot \left(\frac{\mu_{tp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \cdot \ln \frac{D^2}{d^2}$ – тиск зони 2 на зону 1 (рис. 15).

Вперше визначено питоме зусилля на поршні керування при заглибленні в пружно-еластичний елемент слідкуючого пристрою

$$p = \sigma \cdot (A + 2\mu_{tp} \cdot C) + \sigma, \quad (17)$$

де A, C – коефіцієнти, що визначаються співвідношенням розмірів пружно-еластичного елементу.



1, 4 – «жорсткі» зони деформації; 2, 3 – зони, що деформуються; а – пружно-еластичний диск; б – поршень підсилювача; в – поршень керування (жорстко пов’язаний з штовхачем); г – шток; R_w – реакція штока.

Рисунок 15 – Напруженено-деформований стан пружно-еластичного диска

Вперше розроблено метод синтезу простору параметрів слідкуючого пристрою ВПГП на основі аналізу напруженено-деформованого стану пружно-еластичного диска слідкуючого пристрою. Співвідношення (18) визначають розміри пружно-еластичного диска слідкуючого пристрою для формування статичної характеристики ВПГП.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D^2}{d^2} = \frac{F_{\text{шн}} - F_{\text{шо}}}{F_{\text{тн}} - F_{\text{то}}}, \quad h_1 \geq h^{\max} = \frac{h_a^{\max}}{\varepsilon^{\max}}, \quad d = \sqrt{\left(1 - \frac{d}{D}\right) / \left(3 \cdot \frac{d}{D} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right)\right)}, \quad (18)$$

де $F_{\text{шн}}, F_{\text{тн}}$ – зусилля на штоку і штовхачі при насиченні по тиску;

h_1, h^{\max} – товщина диска і максимальна глибина деформації;

h_a^{\max} – максимальне відкриття атмосферного клапана;

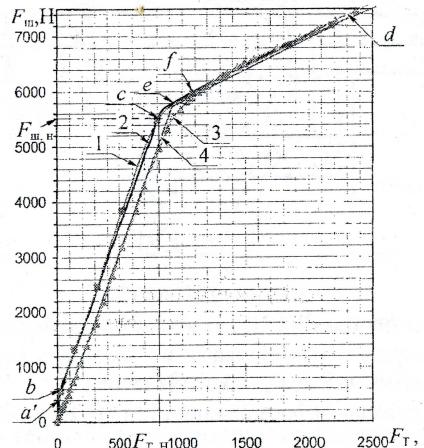
ε^{\max} – максимальна відносна деформація.

Параметри початкової нелінійності характеристики визначає об'єм порожнини перед поршнем керування у момент відкриття атмосферного клапана

$$\Delta V_\delta = \frac{F_{\text{шо}} \cdot h_1}{E \cdot (2 + \mu_{\text{tp}}) \cdot \ln \frac{D^2}{d^2}} \cdot \frac{1}{\left[(3 + \mu_{\text{tp}}) \cdot \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{\text{tp}} \cdot \frac{h_1}{D} \right]}, \quad (19)$$

де E – модуль пружності матеріалу пружно-еластичного елементу.

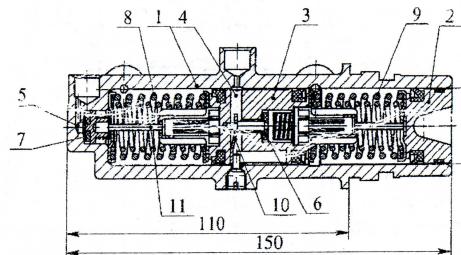
Запропонований метод дозволяє ще на стадії проектування вибрати всі параметри слідуючого пристрою для заданої статичної характеристики гальмівного керування. Експериментальні характеристики 1 і 3 ВПГП (рис. 16) відрізняються одна від одної наявністю початкової нелінійності, обумовленої об'ємом порожнини перед поршнем керування у момент відкриття атмосферного клапана (19). Погрешка на всіх ділянках розрахункових характеристик 2 і 4, побудованих для параметрів, синтезованих за запропонованім методом, не перевищує 4 %.



1, 2 – експериментальна і розрахункова характеристики (при $\Delta V_\delta > 0$); 3, 4 – експериментальна і розрахункова характеристики підсилювача без початкової нелінійності (при $\Delta V_\delta = 0$); a' , b , c , e , f , d – точки, що визначають ділянки характеристики.

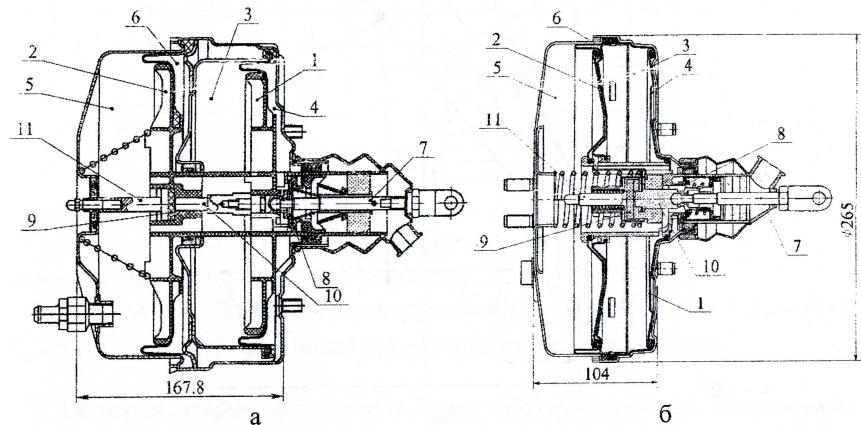
Рисунок 16 – Експериментальні і розрахункові статичні характеристики вакуумного підсилювача ХАДИ-3510010

У шостому розділі «Експериментальні дослідження і вдосконалення апаратів частково автоматизованого приводу» виконано вдосконалення і експериментальні дослідження ГТЦ і ВПГП. Розроблено конструкції і конструктивні схеми ГТЦ і ВПГП, деякі з них представлени на рис. 17 – 19.



1 – картер; 2 – первинний поршень; 3 – вторинний поршень; 4, 5 – компенсаційні порожнини; 6, 7 – клапани; 8, 9 – поворотні пружини; 10 – двоплечий важіль; 11 – телескопічна штанга.

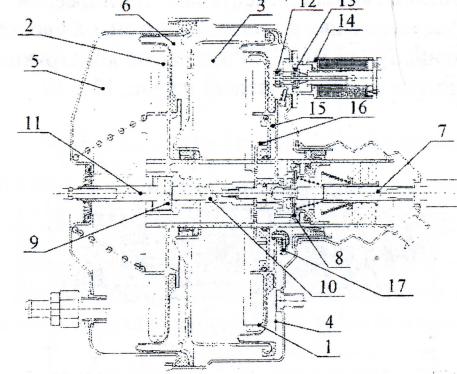
Рисунок 17 – Конструкція головного гальмівного циліндра ХАДИ-3505010



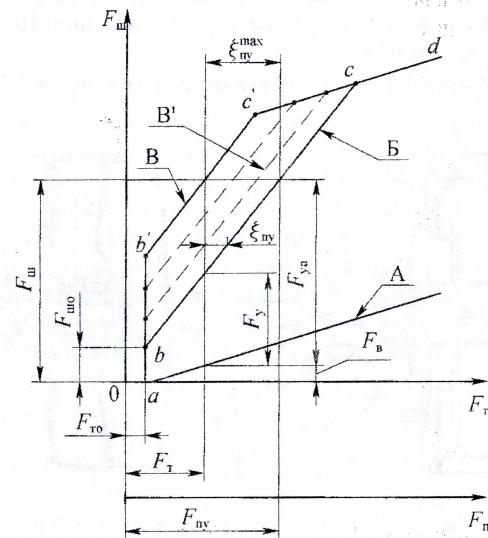
1, 2 – поршні підсилювача; 3, 5 – вакуумні камери; 4, 6 – атмосферні камери; 7 – штовхач; 8 – клапанний вузол; 9 – пружно-еластичний диск; 10 – поршень керування; 11 – шток.

Рисунок 18 – Конструкції ВПГП: а – ХАДИ-3510010, б – ХАДИ-3510110

На основі вдосконаленого методу синтезу ВПГП з нелінійною характеристикою сформована конструктивна схема з виконавчим пристроєм в поршні підсилювача і його статична характеристика (рис. 19). Без підведення енергії вакууму характеристика ВПГП відповідає кривій А, з підведенням енергії вакууму відповідає кривій Б, з підведенням енергії вакууму і активованим адаптивним керуванням відповідає сімейству кривих В – В' залежно від величини коректувальної дії, прикладеної до поршня керування $\xi_{\text{пу}}$, що визначається відповідно до алгоритму (10).



а

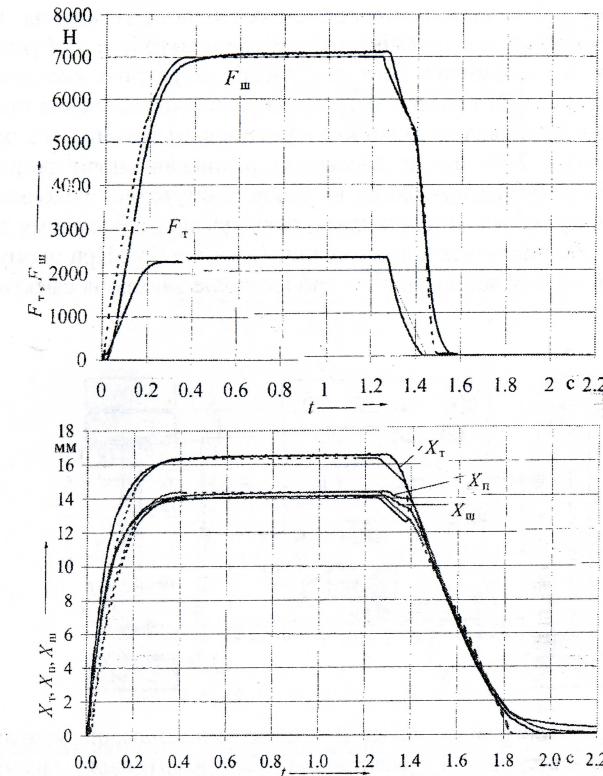


б

1-11 см. рис. 18; 12, 13 – вакуумний і атмосферний клапани; 14 – електромагніт; 15, 16 – робоча порожнина і поршень виконавчого пристрою адаптивної системи; 17 – сполучний трубопровід; F_b – частка зусилля на штоку, створена водієм; F_y, F_{ya} – частка зусилля на штоку, сформована поршнем підсилювача відповідно з неактивованим і активованим адаптивним керуванням.

Рисунок 19 – Конструкція ВПГП ХАДІ-3510010-20 з виконавчим пристроям адаптивної системи керування (а) і його статична характеристика (б)

Результати експериментальних досліджень статичних і динамічних характеристик ВПГП представлена на рисунках 16 і 20, на яких зображені: F_t, F_w – зусилля на штовхачі і штоку; X_t, X_n, X_w – переміщення штовхача, поршня, штока.



— експериментальні; - - - теоретичні.

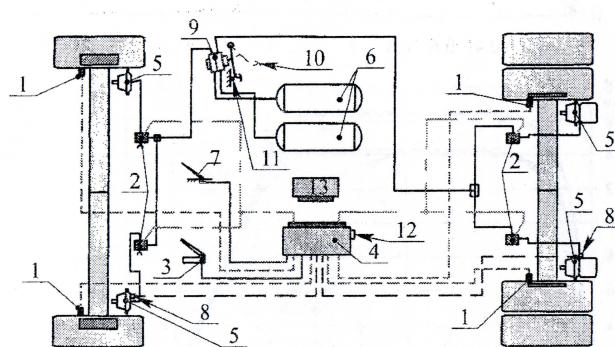
Рисунок 20 – Динамічні характеристики $F_t = f(t)$, $F_w = f(t)$ і $X_t = f(t)$, $X_n = f(t)$, $X_w = f(t)$ вакуумного підсилювача гальмівного приводу

Експериментальні дослідження характеристик вакуумних підсилювачів підтверджують обґрунтованість розроблених теоретичних положень, що визначають статичну характеристику напружено-деформованим станом пружно-еластичного елементу і опис динаміки робочих процесів. Похибка при моделюванні робочих процесів не перевищує 10 %.

У сьомому розділі «Експериментальні дослідження процесу гальмування колісної машини з адаптивним керуванням гальмуванням» описані структура експериментального електропневматичного гальмівного приводу, структура блоку і алгоритм адаптивного керування гальмуванням, методика обробки сигналів вимірювання параметрів і аналіз результатів лабораторно-дорожніх досліджень керування службовим гальмуванням автобуса МАЗ-256200 (рис. 21) з експериментальною адаптивною системою.

Властивості адаптації керування гальмуванням автобуса експеримента-льним гальмівним приводом перевірялися при службових гальмуваннях для

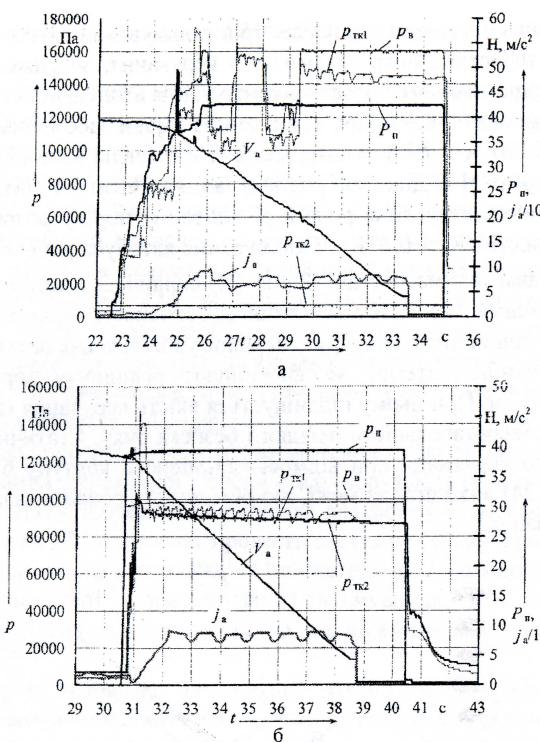
випадку максимальної зміни характеристики гальмівного керування. Максимальна зміна характеристики гальмівного керування автобуса відбувається у разі відмови одного з гальмівних контурів. Аналіз результатів експериментальних досліджень (рис. 22) показує, що інтенсивність уповільнення при гальмуванні автобуса з максимальною зміною ефективності гальмівного приводу змінюється не більше 7 %, що не перевищує різницевий поріг розрізnenня уповільнення водієм. Водію при цьому не треба адаптуватися до характеристики гальмівного керування, що змінилася, оскільки при однаковому зусиллі на педалі гальма забезпечується адекватне уповільнення КМ. При цьому необхідно забезпечити подачу водію сигналу про граничне зниження ефективності гальмівної системи.



1 – датчики частоти обертання коліс; 2 – електропневматичні модулятори; 3 – електронна педаль гальма; 4 – електронний блок адаптивного гальмівного керування; 5 – гальмівні камери; 6 – ресивери; 7 – датчик стану педалі подачі палива; 8 – датчики тиску; 9 – пневматичний гальмівний кран; 10 – педаль гальма пневматичного гальмівного приводу; 11 – фіксатор; 12 – порт підключення комп’ютера; 13 – блок керування АБС.

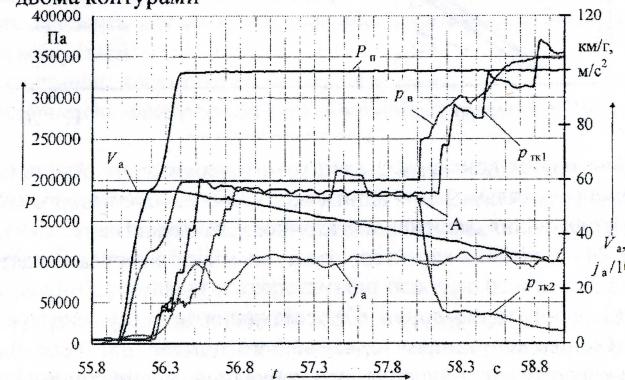
Рисунок 21 – Схема експериментального ЕПГП з адаптивним керуванням

Особливу значущість адаптивне керування гальмуванням набуває у разі відмови одного з гальмівних контурів під час гальмування, оскільки це може непередбачуване вплинути на водія. На рис. 23 відображені записи зміни параметрів руху автобуса і параметрів керування гальмуванням при відмові гальмівного контуру під час гальмування. При сталому зусиллі на електронній педалі гальма $P_n = 100$ Н блок керування формує задане значення керуючої дії $p_b = 200000$ Па, при цьому забезпечується гальмування автобуса з уповільненням $2,88 \text{ м/с}^2$. Після відмови заднього гальмівного контуру (точка А див. рис. 23) адаптивна система автоматично підвищує тиск в передньому контурі до значення $p_{tk1} = 352100$ Па. В результаті корекції керуючого тиску, без участі водія відхилення уповільнення при гальмуванні не перевищує 3,7 %.



V_a – швидкість автобуса; j_a – уповільнення автобуса; P_n – зусилля на педалі гальма; p_b – заданий тиск повітря; p_{tk1} , p_{tk2} – тиск повітря в гальмівних камерах, відповідно переднього і заднього контуру; t – час.

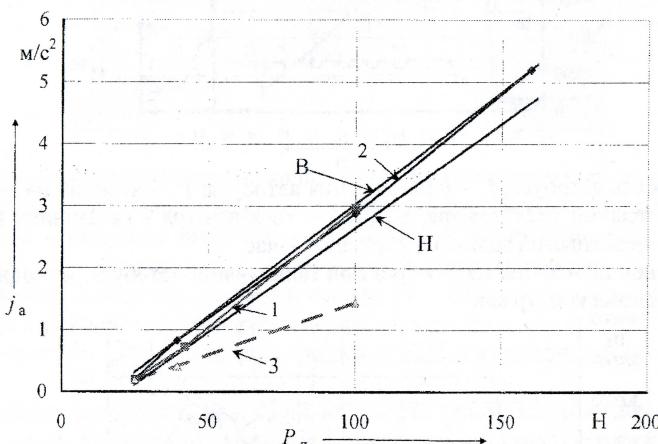
Рисунок 22 – Зміна параметрів при гальмуванні автобуса: а – одним контуром; б – двома контурами



А – момент відмови контуру.

Рисунок 23 – Зміна параметрів при відмові контуру під час гальмування у разі адаптивного керування гальмами

За усталеними значеннями параметрів гальмування автобуса побудована статична характеристика його гальмівного керування, зображенна на рис. 24. Верхня межа В, що обмежує область розташування адаптивної статичної характеристики гальмівного керування, визначена з умови забезпечення регульованості дій ($K_s = 0,037 \text{ м/с}^2 / \text{Н}$). Нижня межа Н визначена відповідно до методу, розробленого в розділі 2. Діапазон розташування адаптивної статичної характеристики гальмівного керування рівний різницевому порогу розрізнення коефіцієнта ефективності $\Delta K_s = 0,07K_s$. Гальмування автобуса робочою гальмівною системою в ненавантаженому стані (2 рис. 24) відповідає максимальній ефективності. При максимально можливій зміні ефективності гальмівної системи – відмова одного гальмівного контуру – варіації уповільнення автобуса при гальмуванні з адаптивною системою не перевищують різницевий поріг розрізнення уповільнення водієм. При цьому підвищується якість керування гальмуванням і як наслідок – комфортабельність поїздки і безпека руху. Статична характеристика гальмівного керування при відмові гальмівного контуру без адаптивної системи (3 рис. 24) виходить за межі, що обмежують область інваріантного гальмівного керування.



1 – гальмування одним контуром з адаптивним керуванням; 2 – гальмування двома контурами; 3 – гальмування одним контуром без адаптивного керування; В, Н – межі розташування адаптивної статичної характеристики.

Рисунок 24 – Статична характеристика гальмівного керування автобуса

Виконані лабораторно-дорожні дослідження процесу гальмування автобуса з адаптивним керуванням гальмуванням підтвердили розроблені теоретичні основи формування адаптивного керування гальмуванням і функціональну працездатність розробленого гальмівного приводу з адаптивним керуванням.

ВИСНОВКИ

У дисертації представлено нове вирішення науково-практичної проблеми підвищення безпеки руху колісних машин за рахунок підвищення якості керування гальмуванням шляхом вдосконалення структури гальмівної системи завдяки розробленим теоретичним основам адаптивного керування гальмуванням.

Основні наукові й прикладні результати дослідження:

1. У результаті проведеного аналізу науково-технічної літератури встановлено, що водій має специфічні фізіологічні і психофізіологічні можливості при керуванні гальмами КМ, область яких істотно звужується із збільшенням напруженості праці, дій збуджуючих чинників і відповідно звужується область правильних керуючих дій. Для підвищення якості керування гальмуванням і безпеки руху КМ раціонально при виникненні необхідності вводити автоматичну корекцію керуючих дій водія.

2. Вперше розроблено метод визначення умовної роботи на педалі гальма з урахуванням динамічної і сталої стадії керування гальмуванням КМ. Одержані результат є теоретичною основою для формування параметрів керування гальмуванням КМ і дозволяє провести системну оцінку функціональних властивостей гальмівного керування КМ в системі людина-машина-середовище, і сформувати ідентичні умови керування гальмуванням КМ різних категорій у разі адаптивного гальмівного керування, що підвищує якість керування гальмуванням.

3. Вперше визначено раціональну точність роботи адаптивної системи керування гальмуванням, що визначається різницевим порогом розрізнення водієм зміни коефіцієнта ефективності гальмування $\Delta K_s = 0,07K_s$.

Одержані результат є теоретичною основою для формування меж розташування статичної характеристики адаптивного керування гальмуванням КМ.

4. Встановлено, що область абсолютної стійкості нестационарної системи гальмівного керування колісної машини як адаптивної автоматичної системи керування залежить від маси машини, швидкості руху, інтенсивності гальмування і обмежується:

- величиною допустимої похибки керування;
- величиною максимально можливої коректувальної дії виконавчого пристрою;
- величиною максимально можливої керуючої дії виконавчого пристрою (для системи з каналом самоналагоджування в основному контурі керування);
- умовами зчеплення коліс з опорою поверхнею, що обмежують можливість реалізації керуючої дії.

Одержані результат є теоретичною основою для визначення діапазону роботи системи адаптивного керування КМ і формування її параметрів.

5. Встановлено аналітичний взаємозв'язок між масою КМ, її швидкістю, уповільненням і швидкістю зміни уповільнення при русі накатом.

Одержані результат визначає можливість формування закону адаптивного керування гальмуванням і виконання бортової діагностики ефективності гальмівної системи.

6. Імітаційними дослідженнями процесу керування гальмуванням КМ встановлено, що адаптивне керування гальмуванням простіше реалізувати в автоматизованому гальмівному приводі, порівняно з частково автоматизованим гальмівним приводом. Визначено, що у разі максимального діапазону зміни збуджуючих чинників:

- похибка формування уповільнення КМ при адаптивному керуванні не перевищує 5 %;
- час адаптації параметрів при виході з ладу одного з гальмівних контурів під час гальмування не перевищує 0,35 с.

Одержані результат підтверджує розроблені теоретичні основи адаптивного керування гальмуванням, поліпшення якості керування і підвищення безпеки руху КМ.

7. Встановлено, що похибка імітаційного і фізичного дослідження робочих процесів головного гальмівного циліндра з вакуумним підсилювачем не перевищує 10 %. Результатом експериментальних досліджень удоосконаленого головного гальмівного циліндра з вакуумним підсилювачем підтверджено адекватність удооскональених математичних моделей робочих процесів ГГЦ з ВПГП.

8. Удоосконалені методи синтезу ГГЦ з ВПГП дозволяють формувати нелінійну статичну характеристику з похибкою не більше 4%, що підвищує точність функціонування адаптивного регулятора, комфортабельність керування гальмуванням і як наслідок підвищує безпеку руху колісних машин. Запропоновані методи синтезу і нові функціональні зв'язки між структурними елементами ГГЦ з ВПГП дозволили:

- створити конструкцію головного гальмівного циліндра ХАДИ-3505010 і її модифікації, які прийняті до впровадження у виробництво в ЗАТ «Краснодонський завод «Автоагрегат», і захищені патентами на винахід в Україні і Росії;
- створити конструкцію вакуумного підсилювача ХАДИ-3510010, яка захищена патентами на винахід в Україні і в Росії і серійно випускається в ЗАТ «Краснодонський завод «Автоагрегат», і поставляється у ВАТ «Ульяновський автомобільний завод».

9. Лабораторно-дорожніми дослідженнями процесу гальмування автобуса встановлено, що розроблена система адаптивного керування гальмуванням забезпечує:

- автоматичне регулювання тиску повітря в гальмівних камерах залежно від зміни коефіцієнта ефективності гальмівного керування;
- інваріантність статичної характеристики гальмівного керування автобуса з відхиленням не більше 7 % у разі відмови одного з гальмівних контурів.

Одержані результат підтверджують:

- розроблені теоретичні основи адаптивного керування гальмуванням КМ;
- достовірність результатів імітаційного дослідження процесу гальмування автобуса;
- поліпшення якості керування гальмуванням і підвищення безпеки руху КМ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Туренко А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование вакуумного усилителя тормозного привода автомобилей: моногр. / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 220 с.
2. Туренко А.Н. Формирование граничных условий статической характеристики тормозного управления / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Вестник НТУ «Транспортное машиностроение». – 2009. – Вып. 47. – С. 26 – 33.
3. Туренко А.Н. Адаптивное тормозное управление колесных машин / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Журнал автомобильных инженеров. – 2010. – №5 (64). – С. 18 – 21.
4. Туренко А.Н. Оценка устойчивости системы адаптивного управления тормозами / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, В.И. Вербицкий // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 28. – Х., 2011. – С. 7 – 11.
5. Туренко А.Н. Анализ устойчивости возмущенного движения системы управления тормозами колесной машины / А. Н. Туренко, В.М. Колодяжный, С.Н. Шуклинов, В.И. Вербицкий // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 29. – Х., 2011. – С. 14 – 22.
6. Туренко А.Н. Замедление колесной машины как параметр оценки состояния системы адаптивного тормозного управления / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, В.И. Вербицкий // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 31. – Х., 2012. – С. 7 – 12.
7. Туренко А. Н. Синтез параметров следящего устройства вакуумного усилителя / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 6. – С. 15 – 20.
8. Шуклинов С.Н. Удельное усилие на штоке вакуумного усилителя тормозов / С.Н. Шуклинов // Вестник НТУ ХПИ «Автомобиле и тракторостроение». – 2010. – Вып. 33. – С. 54 – 63.
9. Туренко А. Н. Удельное усилие на поршне управления вакуумного усилителя тормозов / Туренко А. Н., Шуклинов С.Н. // Вестник ХНАДУ. – 2010. – Вып. 49. – С. 39 – 46.
10. Туренко А. Н. Оценка энергозатрат водителя на тормозное управление / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 26. – Х., 2010. – С. 7 – 12.
11. Шуклинов С.Н. Перестановка «слагаемых», меняющая эффективность тормозных систем / С.Н. Шуклинов // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 11. – С. 36 – 37.
12. Шуклинов С.Н Модернизация вакуумного усилителя тормозов для автомобилей УАЗ / С.Н. Шуклинов, Л.В. Руденко // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 7 – 8. – Х., 2001. – С. 63 – 65.
13. Богомолов В.А. Герметичность клапанов вакуумного усилителя / В.А. Богомолов, С.Н. Шуклинов // Сб. науч. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. 20. – Х., 2007. – С. 10 – 12.
14. Шуклинов С.Н. Математическое описание динамического поведения поршней главного тормозного цилиндра типа «тандем» / Шуклинов С.Н. // Вестник ХНАДУ. – 2007. – № 38. – С. 253 – 256.

15. Шуклінов С.М. Покращення динамічних характеристик вакуумних підсилювачів гальмівного привода / С.М. Шуклінов, В.М. Скляров, М.В. Скляров // Автошляховик України. – 2008. – № 5. – С. 19 – 22.
16. Шуклінов С.Н. Аналіз статичної характеристики вакуумного усилителя / Шуклінов С.Н. // Вестник МАДІ (ГТУ). – 2009. – Вып. 3 (18). – С. 7 – 11.
17. Шуклінов С.Н. Математическая модель взаимодействия ноги водителя с педалью тормозного управления автомобиля / С.Н. Шуклінов // Вестник ХПІ «Автомобіле и тракторостроение». – 2010. – Вып. 1. – С. 110 – 114.
18. Шуклінов С.Н Оценка параметров торможения колесной машины / С.Н. Шуклінов // Вестник МАДІ (ГТУ). – 2010. – Вып. 4 (23). – С. 11 – 14.
19. Шуклінов С.Н. Коефіцієнт усилення вакуумного усилителя тормозов / С.Н. Шуклінов // Ізвестія МГТУ МАМІ. – 2011. – Вып. 1(11). – С. 106 – 109.
20. Шуклінов С.Н О выборе значения максимального усилия на педали тормоза колесной машины / С.Н. Шуклінов // Вестник МАДІ (ГТУ). – 2011. – Вып. 4 (27). – С. 7 – 10.
21. Шуклінов С.Н. Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода / С.Н. Шуклінов, А.А. Власенко // Вестник НТУ ХПІ «Автомобіле и тракторостроение». – 2012. – Вып. 60(966). – С. 78 – 82.
22. Туренко А.Н. Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклінов, Н.Г. Михалевич // Изв. ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы», Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 12(85). – С. 51 – 53.
23. Туренко А.Н. Моделирование динамики колесной машины с адаптивным электропневматическим приводом тормозов / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклінов, Н.Г. Михалевич // Вестник ХНАДУ. – 2012. – Вып. 56. – С. 66 – 74.
24. Пат. 2225799 Российская федерация, МКИ B60T 13/56. Вакуумный усилитель / Шуклінов С.Н., Шепеленко И.Г., Скляров В.Н. и др.; заявитель и патентообладатель ХГАДТУ, – № 2000130977; заявл. 14.12.00; опубл. 20.03.04, Бюл. № 8.
25. Пат. 85131 Україна, МПК B60T 11/16. Головний гальмівний циліндр / Шуклінов С.М., Скляров В.М.; заявник і патентовласник Шуклінов С.М., Скляров В.М. – № а200705539; заявл. 21.05.07; надр. 25.12.08, Бюл. № 24.
26. Пат. 85700 Україна, МПК⁷ B60T 13/00. Клапанний вузол вакуумного підсилювача / Шуклінов С.М., Скляров В.М.; заявник і патентовласник ХНАДУ, Шуклінов Сергій Миколайович. – № а200610207; заявл. 25.09.06; надр. 25.02.09, Бюл. № 4.
27. Шуклінов С.Н. Электромеханический тормозной привод / С.Н. Шуклінов // Вестник ХНАДУ. – 2001. – Вып. 15 – 16. – С. 146 – 149.
28. Шуклінов С.М. Вимірювально-рееструючий комплекс для дослідження автомобільного гідроприводу гальм / С.М. Шуклінов, М.В. Скляров, С.П. Мельнік. – Автошляховик України. – К.: Науково-практичний журнал. – 2005. – №2 – С. 22 – 23.
29. Шуклінов С.М. Зусилля на штоку вакуумного підсилювача гальм в момент його включення / С.М. Шуклінов // Інформаційні технології: наука,

- техніка, технологія, освіта, здоров'я: тез. докл. XVIII Міжнародної науково-практичної конференції, ч. 1 (12–14 травня 2010 р., Харків) / за ред. проф. Товажнянського Л.Л. – Харків, НТУ «ХПІ», 2010. – 336 с.
30. Шуклінов С.Н. Совершенствование конструкции главного тормозного цилиндра типа tandem / С.Н. Шуклінов // Транспорт, екология - устойчиво развитие: материалы XVI науч.-техн. конф., – Варна, 20-21 мая 2010г. – С. 571 – 578.
31. Шуклінов С.Н. Методика и оборудование для экспериментального исследования вакуумных усилителей / С.Н. Шуклінов, Н.В. Скляров // Сб. научн. тр. ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Вып. №15. – Х., 2004. – С. 18 – 20.
32. Шуклінов С.Н. Математическое моделирование гидравлического тормозного привода с вакуумным усилителем / Шуклінов С.Н., Скляров Н.В. // Транспорт, екология – устойчиво развитие. – Варна: ТУ – Варна. Сборник докладов международной технической конференции. – 2004. – №10. – С. 543 – 546.
33. Шуклінов С.Н. Совершенствование конструкции двухкамерных вакуумных усилителей тормозов / С.Н. Шуклінов, Н.В. Скляров // Сб. научн. тр. НТУ ХПІ «Автомобіле – тракторостроение». – 2005. – №10. – С. 146 – 150.
34. Шуклінов С.Н. Перспективы улучшения работы гидравлической тормозной системы / С.Н. Шуклінов // Тезисы доклада на XXII научно-технической конференции ААИ «Активная безопасность автотранспортных средств» 3 – 4 июня 1998г. Дмитров, Россия, НИЦИАМТ. – 1998. – С. 95 – 97.
35. Шуклінов С.Н Анализ рабочих процессов вакуумного усилителя тормозов / Шуклінов С.Н., Руденко Л.В. // Материалы конференций за 1999 – 2000 гг. – Вып 7. Дмитров, Россия, НИЦИАМТ. С. 120 – 125 .
36. Шуклінов С.Н. Нелинейность статической характеристики вакуумного усилителя тормозов / С.Н. Шуклінов // Материалы 53 международной научно-технической конференции ААИ «Проблемы и перспективы автомобилестроения в России». Ижевск, Россия, ОАО «Ижевский автомобильный завод», 22 – 23 марта 2006 г. – С. 238 – 245.
37. Шуклінов С.Н. Адаптивное управление тормозами колесных машин / Шуклінов С.Н. // Материалы 9-й международной междисциплинарной научно-практической школы-конференции «Современные проблемы гуманизации и гармонизации управления», – Харьков, Университет им. Каразина, 1 – 8 ноября 2009 г. – С. 308 – 310.
38. Туренко А.Н. Имитационное моделирование динамики торможения колесной машины с адаптивным тормозным управлением / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклінов // П'ята науково-практична конференція з міжнародною участю, 21– 25 червня 2010 г., Київ. Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС '2010': Тези доповідей – Київ, Національна академія наук України, Інститут проблем математичних машин і систем: 2010. – С. 170 – 172.
39. Шуклінов С.Н. Совершенствование главного тормозного цилиндра типа tandem / С.Н. Шуклінов // Прогресс транспортных средств и систем - 2009: материалы международ. науч.-практ. конф. ч. 1, – Волгоград, 13-15 октября 2009 г. – С. 101 – 102.

АННОТАЦІЯ

Шуклінов С.М. Теоретичні основи адаптивного керування гальмуванням колісних машин. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України. Харків, 2013.

Дисертація присвячена рішенню наукової проблеми підвищення безпеки руху колісних машин і якості керування гальмуванням шляхом розвитку і вдосконалення систем адаптивного керування на базі розроблених теоретичних основ.

Розроблено теоретичні основи формування параметрів керування гальмуванням колісної машини, синтезу структури системи адаптивного керування гальмуванням колісних машин і аналізу її стійкості як адаптивної автоматичної системи керування. Синтезовані структури і алгоритми налагоджування адаптивного регулятора системи керування з еталонною моделлю і з перенастроюваною моделлю.

Вдосконалено методи аналізу і синтезу гальмівних апаратів частково автоматизованого гальмівного приводу, що дозволяє формувати їх характеристики, необхідні для адаптивного керування гальмуванням. Проведені експериментальні дослідження вдосконалені конструкцій ГГЦ з вакуумним підсилювачем підтвердили достовірність запропонованих моделей і методик.

Виконані лабораторно-дорожні дослідження процесу гальмування автобуса з розробленою адаптивною системою підтверджують достовірність розроблених теоретичних основ адаптивного керування гальмуванням.

Ключові слова: водій, колісна машина, статична характеристика гальмівного керування, адаптивне керування, модель, автоматизований гальмівний привід, модулятор, гальмування.

АННОТАЦІЯ

Шуклінов С.Н. Теоретические основы адаптивного управления торможением колесных машин. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины. Харьков, 2013.

Диссертация посвящена решению научной проблемы повышения безопасности движения колесных машин и качества управления торможением путем развития и совершенствования систем адаптивного управления на базе разработанных теоретических основ.

В первые предложена методика формирования границ расположения статической характеристики тормозной системы с адаптивным управлением. Усо-

вершенствована методика определения параметров управления торможением колесных машин, которая базируется на энергетическом критерии – условной работе на педали тормоза. Впервые выполнена оценка условной работы на педали тормоза, совершающей водителем при управлении торможением в динамической и установившейся фазе управления. Разработанная методика позволяет сформировать идентичные условия управления торможением колесных машин различных категорий.

Разработаны теоретические основы синтеза структуры и анализа устойчивости системы адаптивного управления торможением колесных машин как адаптивной автоматической системы управления. Синтезированы структуры и алгоритмы настройки адаптивного регулятора системы управления с эталонной моделью, в которых в качестве параметра оценки состояния системы предложено замедление колесной машины. Предложен закон формирования управляющего сигнала адаптивного регулятора в основном контуре автоматизированной системы тормозного управления. Для расширения области устойчивости системы управления разработана структурная схема системы с перенастраиваемой моделью. Установлена взаимосвязь между кинематическими параметрами колесной машины при движении накатом и её массой, которая используется для формирования закона адаптивного управления и выполнения бортовой диагностики тормозного управления.

Разработаны имитационные модели процесса торможения колесных машин с адаптивным управлением. Исследованы процессы торможения колесных машин с частично автоматизированным тормозным приводом (гидравлический привод тормозов с вакуумным усилителем) и с автоматизированным приводом тормозов (электромеханический привод тормозов). Результаты выполненных имитационных исследований подтверждают адекватность предложенных алгоритмов настройки адаптивного регулятора, закона формирования управляющего сигнала адаптивного регулятора в основном контуре автоматизированной системы тормозного управления, алгоритмов адаптивного управления с перенастраиваемой моделью в зависимости от психофизиологического состояния водителя, формирующего задающее воздействие.

Разработаны усовершенствованные методы анализа и синтеза тормозных аппаратов, частично автоматизированного тормозного привода, что позволяет формировать их характеристики необходимые для адаптивного управления торможением. Проведенные экспериментальные исследования усовершенствованных конструкций главного тормозного цилиндра с вакуумным усилителем подтвердили достоверность предложенных моделей и методик.

Выполненные лабораторно-дорожные исследования процесса торможения автобуса с адаптивным управлением торможением подтверждают достоверность разработанных теоретических основ адаптивного управления торможением.

Ключевые слова: водитель, колесная машина, статическая характеристика тормозного управления, адаптивное управление, модель, автоматизированный тормозной привод, модулятор, торможение.

ABSTRACT

S. Shuklinov. Theoretical foundations of adaptive braking control of wheeled vehicles. – Manuscript copyright.

Dissertation for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.02 – cars and tractors. – Kharkov National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. Kharkov, 2013.

The given thesis deals with scientific problems of increasing traffic safety of wheeled vehicles braking control and comfort through the development and improvement of adaptive control systems based on the developed theoretical foundations.

The theoretical basis for the formation of parameters of the braking control of wheeled vehicles, structure synthesis of adaptive braking control of wheeled vehicles and analysis of its stability as adaptive automatic control system is developed. The structures and algorithms for adaptive controller configuration of management system with both a reference model and a resettable one are synthesized.

There have been improved the methods for analysis and synthesis of brake mechanisms of partially automated brake actuator, allowing them to form the necessary characteristics for adaptive braking control. Experimental tests of improved designs of GTZ with a vacuum booster confirmed the accuracy of the proposed models and techniques.

Completed laboratory and road investigations of braking dynamics of bus braking with the developed adaptive system confirm the accuracy of the developed theoretical foundations of adaptive braking control.

Key words: driver, wheeled vehicle, brake control static characteristic, adaptive control, model, automatic brake actuator, modulator, braking.

Підписано до друку 23.05.2013 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Сир. Відруковано на ризографі

Ум.друк. арк. 1,9.

Зам. № 347/13. Наклад 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, е-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.