

СОСТОЯНИЕ РАБОТ ПО СОЗДАНИЮ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ АБС ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

**Е.М. Гецович, профессор, д.т.н., ХНАДУ, С.Г. Селевич, аспирант, НТУ «ХПИ»,
Т.В. Мартынец, инженер, ЭМТ ХНАГХ**

***Аннотация.** Приведены результаты численного моделирования процесса торможения легкового автомобиля II класса с АБС. Выполнена оценка применимости предложенных авторами мероприятий по повышению качества регулирования в дуальных адаптивных системах управления торможением. Приведены результаты проверочного лабораторного эксперимента по определению характеристик исполнительного элемента САУ торможением. На основании полученных результатов определены рациональные конструктивные параметры ИЭ.*

***Ключевые слова:** САУ, модулятор давления, электромагнит, эксперимент.*

СТАН РОБІТ ЗІ СТВОРЕННЯ ВІТЧИЗНЯНОЇ АБС ДЛЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

**Є.М. Гецович, професор, д.т.н., ХНАДУ, С.Г. Селевич, аспірант, НТУ «ХПІ»,
Т.В. Мартинець, інженер, ЕМТ ХНАГХ**

***Анотація.** Наведено результати чисельного моделювання процесу гальмування легкового автомобіля II класу з АБС. Виконано оцінку можливості застосування запропонованих авторами заходів щодо підвищення якості регулювання в дуальних адаптивних системах управління гальмуванням. Наведено результати лабораторного експерименту з визначення характеристик виконавчого елемента САУ гальмуванням. На підставі отриманих результатів визначено раціональні конструктивні параметри виконавчого елемента.*

***Ключові слова:** САУ, модулятор тиску, електромагніт, експеримент.*

STATE OF WORKS ON CREATION ABS FOR PASSENGER CARS

**E. Getsovich, professor, dr. eng. sc., KhNAHU, S. Selevich, post graduate student, NTU
“KhPI”, T. Martinec, engineer, EMT KhAGX**

***Abstract.** Numerical modeling of vehicle braking process with ABS are presented. The applicability estimation of control process improvement in dual adaptive control systems is executed. Laboratory experiment results of determining pressure actuator characteristics are published. Piston diameter optimization is provided.*

***Key words:** automatic control system, pressure modulator, electromagnet, experiment.*

Введение

Стоимость комплекта АБС по укрупненным оценкам для серийно выпускаемых АБС превышает 5 % стоимости всего транспортного средства для большей части базовых ком-

плектаций микро и некоторых моделей малолитражных автомобилей, которые в условиях мирового кризиса и постоянного роста цен на топливо становятся основным средством передвижения в Украине.

Анализ публикаций

Дороговизна комплекта АБС во многом обусловлена наличием в составе исполнительного элемента (ИЭ – модулятора давления) подкачивающего насоса или шагового двигателя [1]. Стоимость модулятора давления превышает 75 % стоимости всей системы. Это обстоятельство в сочетании с неэффективностью известных релейных и, в некоторых случаях, недостаточной эффективностью дуальных адаптивных САУ [2] при торможении на дорогах с предельно низким коэффициентом сцепления обуславливает необходимость разработки новых технических решений.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является: повышение качества управления в дуальных адаптивных САУ, а также совершенствование способа регулирования давления в рабочем тормозном цилиндре (РТЦ), с целью снижения стоимости ИЭ.

Повышение качества регулирования САУ торможением

Известна дуальная адаптивная САУ, для которой регулирование динамического состояния колеса осуществляется системой стабилизации, сводящей рассогласование между реальной величиной углового замедления колеса $\dot{\omega}$ и её полезной составляющей [3]

$$\dot{\omega} = \frac{1 - S_{кр}}{r_d} j, \quad (1)$$

где j – продольное замедление всего автомобиля; r_d – динамический радиус колеса; $S_{кр}$ – критическое значение относительного продольного скольжения, а не изменения относительного продольного скольжения \dot{S} по зависимости

$$\frac{dP_{ртц}}{dt} = K_q \left(\dot{\omega} - K_{пр} \frac{1 - S_{кр}}{r_d} j \right), \quad (2)$$

где $P_{ртц}$ – давление в рабочем тормозном цилиндре; K_q – коэффициент чувствительности; $K_{пр}$ – коэффициент пробных воздействий.

Однако величина $S_{кр}$ в уравнении (1) является не только неизвестной на этапе синтеза САУ, но и постоянно изменяется даже в процессе одного торможения [4]. Такая априорная неопределенность, присущая объекту управления, обуславливает необходимость введения в закон управления коэффициента пробных воздействий $K_{пр}$, позволяющего организовать движение рабочей точки параметра $M_T/R_z r_d$ вдоль кривой квазистационарных состояний [5] в направлении возрастания нагрузочно-сцепных условий (ϕ_x).

При этом сложность представляет собой выбор пробного воздействия на каждом следующем шаге регулирования, поскольку выходная характеристика объекта управления (ОУ) $\phi_x(S)$ хотя и имеет экстремум в точке $\phi_{x\max}(S_{кр})$, но не является симметричной относительно оптимума и имеет неустойчивую ветвь (справа от оптимума), движение вдоль которой возможно только вправо от экстремума.

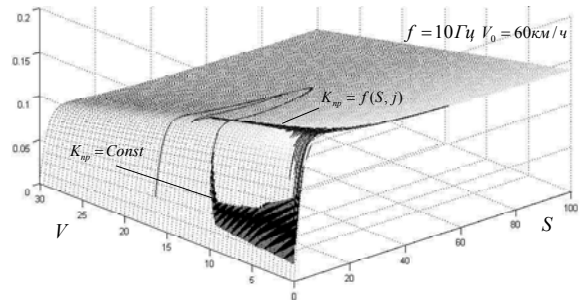


Рис. 1. Пример графика движения рабочей точки по поверхности $\phi_x(S, V)$

Авторами в [6] предложен способ задания величины $K_{пр}$ в функции от контролируемых в процессе торможения параметров по зависимости

$$K_{пр} = K_{пр0} + aS - bj, \quad (3)$$

где a , b – постоянные коэффициенты, найденные на основании экспериментальных данных положения оптимума на $\phi_x(S)$ диаграммах таким образом, что: для начальной стадии торможения величина коэффициента максимальна для ускорения выхода на максимум характеристики, затем, по мере приближения к оптимуму, значение $K_{пр} \rightarrow 1$ для

снижения величины перерегулирования и, в случае перехода на неустойчивую ветвь, становится $K_{пр} < 1$.

На рис. 1 представлен пример графика движения рабочей точки по поверхности $\phi_x(S, V)$ для льда ($\phi_{x\max} = 0,15$), полученной путем численного моделирования в системе MatLab на 5-массовой пространственной математической модели двухосного автомобиля 2-го класса.

В таблице 1 представлены результаты проведения сравнительной оценки качества регулирования при постоянном и переменном коэффициентах пробных воздействий по величине тормозного пути S_t и критерию

$$K = \int_0^t \sqrt{(\phi_{x\max} - \phi_x)^2 + (S_{kp} - S)^2} dt. \quad (4)$$

Таблица 1 Сравнительная оценка качества регулирования

	$\phi_{x\max} = 0,15$ $V_0 = 60$ км/ч		$\phi_{x\max} = 0,46$ $V_0 = 90$ км/ч	
f , Гц	S_t , м	K	S_t , м	K
$K_{пр} = \text{const}$				
10	77,12	4226	72,60	14000
20	88,96	4503	71,24	6736
$K_{пр} = f(S, j)$				
10	61,83	804	72,54	41
20	61,84	696	72,34	12

Введение переменного коэффициента пробных воздействий позволяет значительно улучшить показатели качества процесса управления для дорожных покрытий с низкими сцепными характеристиками, о чем свидетельствуют значительно меньшие величины критерия качества и тормозного пути по сравнению с постоянной величиной $K_{пр}$.

Увеличение частоты управляющего сигнала фактически не влияет на качественные характеристики процесса управления. Наибольшее перерегулирование и, как следствие, прибавка к величине K происходит в начале торможения, что обусловлено наличием задержки в обработке команд блока управления, и в конце торможения, что лишь подтверждает необходимость отключения АБС на скоростях менее 5 км/ч, как это происходит во всех известных системах.

Исполнительный элемент – модулятор давления

Совершенствование способа регулирования давления в рабочем тормозном цилиндре (РТЦ), предложенное [1] и запатентованное [7] авторами, позволяет, с одной стороны, снизить стоимость ИЭ до уровня 100–120 у.е., чего вполне достаточно для установки на большинство базовых моделей автомобилей второго и первого классов, эксплуатируемых в Украине, и, с другой стороны, повысить надежность системы в целом, исключив из конструкции ИЭ ряд элементов.

Эти обстоятельства послужили причиной для создания рабочей группы, в состав которой, помимо авторов, вошло ГНПП Объединение «Коммунар», на базе которого был изготовлен лабораторный образец четырехканального ИЭ предлагаемой конструкции. Схема одного канала регулирования представлена на рис. 2.

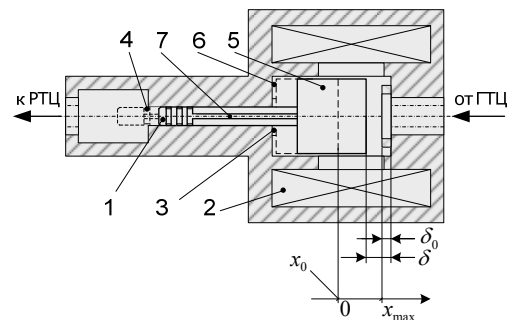


Рис. 2. Схема одного канала управления ИЭ: 1 – плунжер; 2 – катушка электромагнита (ЭМ); 3 – возвратная пружина; 4 – кольцевая канавка; 5 – сердечник электромагнита; 6 – радиальная канавка; 7 – осевая канавка; x_0 – перемещение сердечника при максимальном давлении в ГТЦ и отсутствии напряжения на катушке электромагнита; x_{\max} – максимальный ход сердечника под воздействием электромагнита; δ – рабочий зазор между сердечником и статором электромагнита; δ_0 – минимальный зазор между сердечником и статором электромагнита

Давление жидкости в РТЦ при торможении создается за счет перемещения плунжера 1 под действием давления жидкости, передаваемого от ГТЦ под правый торец плунжера. Перемещение плунжера происходит до выравнивания давлений под правым и левым

его торцами. Модуляция давления осуществляется, как и в известных способах, подачей на катушку 2 широтно-импульсно-модулированного (ШИМ) сигнала. По окончании торможения давление от ГТЦ падает до нуля, а плунжер 1 под действием давления в РТЦ перемещается вправо до выравнивания давлений под обоими торцами. Если ход плунжера при повышении давления в процессе торможения (или при прокачке тормозной системы) недостаточен для создания в РТЦ такого же давления, как в ГТЦ, плунжер доходит до крайнего левого положения (показано пунктиром). При этом полости под торцами плунжера через радиальные, осевые и кольцевую канавки сообщаются, и выравнивание давлений под торцами плунжера происходит за счет перетекания жидкости по этим канавкам. После выравнивания давлений плунжер под действием усилия возвратной пружины 3 смещается вправо на величину, превышающую величину открытия канавки 4, снова разделяя магистраль на две.

Для подтверждения возможности осцилляционной модуляции давления были проведены лабораторные испытания ИЭ с целью:

- экспериментального подтверждения работоспособности предлагаемого способа регулирования давления в РТЦ;
- определения величины перетечек тормозной жидкости по плунжерной паре при наличии перепада давления между ГТЦ и РТЦ в течение времени, необходимого для торможения при $\phi_{x,max} = 0,15$;
- определения необходимой мощности электромагнита.

Экспериментальное определение характеристик ИЭ проводились на специально разработанном макете участка тормозной системы, схема которого изображена на см. рис. 3.

В ходе испытаний была выполнена общая проверка работоспособности каждой плунжерной пары в отдельности, для чего под торцом плунжера со стороны ГТЦ создавалось давление в 10 МПа и по показанию датчика 9 контролировалась величина установившегося давления в РТЦ. Далее на катушку ЭМ подавалось напряжение и по показанию датчика давления фиксировалось наличие и величина перепада давления. В таком положении усилием ЭМ плунжер удерживался в течение времени, необходимого для снижения скорости автомобиля до 5 км/ч со скорости 90 км/ч. Для наиболее неблагоприятного

ятого дорожного покрытия ($\phi_{x,max} = 0,15$) эта величина составляет $t_T \approx 15$ с. После чего повторно фиксировалась величина давления в РТЦ (рис. 4).

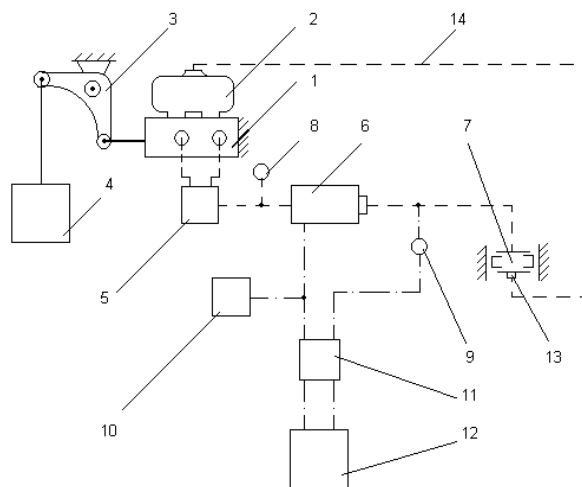


Рис. 3. Схема лабораторной установки: 1 – главный тормозной цилиндр; 2 – расширительный бачок; 3 – нагрузочный рычаг; 4 – груз; 5 – тройник; 6 – один канал регулирования (остальные заглушены); 7 – рабочий тормозной цилиндр; 8 – манометр; 9 – датчик давления; 10 – генератор импульсов; 11 – блок аналого-цифровых преобразователей; 12 – компьютер

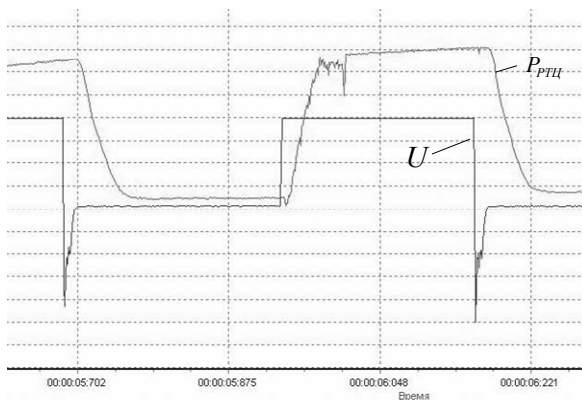


Рис. 4. Фрагмент осциллограммы изменения давления в РТЦ

В результате обработки полученных результатов была экспериментально подтверждена принципиальная работоспособность конструкции, а также установлено следующее:

- разность между величинами перепада давления сразу после подачи напряжения на катушку ЭМ и по истечении времени $t_T = 15$ с не превышает 5 % от величины перепада давления, что дает возможность сделать вы-

вод об удовлетворительной величине перетечек тормозной жидкости между полостями РТЦ и ГТЦ в статическом режиме;

– абсолютная величина перепада давления ΔP под воздействием ЭМ составляет 2,3 МПа, чего в случае экстренного торможения на льду недостаточно для предотвращения блокировки колеса. Исключая наличие воздуха в тормозной жидкости, что обеспечивалось многократной прокачкой участка тормозной системы и фактом создания давления в РТЦ при движении плунжера под воздействием давления в ГТЦ, недостаточный перепад давления можно связать лишь с выравниванием сил, действующих на плунжер (см. рис. 5)

$$C_{ЭМ} \frac{i^2}{\delta^2} = \frac{\pi^2 d_{П}^4 E}{16V} x, \quad (4)$$

где $C_{ЭМ}$ – постоянный коэффициент, являющийся функцией большого числа конструктивных параметров электромагнита, среди которых преобладающую роль играют: число витков обмотки электромагнита, диэлектрическая проницаемость материала в зазоре (тормозная жидкость), площадь поперечного сечения зазора и др.; i – ток в обмотке электромагнита; $d_{П}$ – диаметр плунжера; E – приведенный объемный модуль упругости отсеченного объема тормозного привода; V – отсеченный объем.

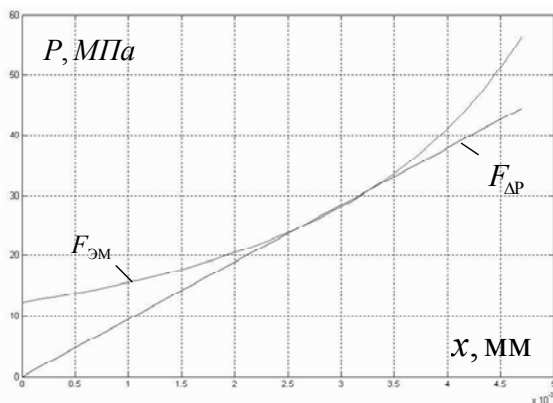


Рис. 5. Выравнивание сил, действующих на плунжер

Наличие точки пересечения (см. рис. 5) свидетельствует о недостаточной мощности ЭМ, не позволяющей реализовать сброс давления в РТЦ до нуля. Авторами была решена оптимизационная задача определения минимально необходимой мощности электромагнита, выраженной с помощью коэффициента $C_{ЭМ}$,

при условии обеспечения положительной разности

$$(F_{ЭМ} - F_{\Delta P}) > 0, \quad (5)$$

где $F_{ЭМ}$ – сила, создаваемая ЭМ; $F_{\Delta P}$ – сила, обусловленная перепадом давления для любого $x \in (0 \dots x_{\max})$. При этом варьировалась величина диаметра плунжера $d_{П}$ во всем конструктивно возможном диапазоне [3...10] мм с шагом 0,5 мм. На рис. 6 представлены графики изменения величины $F_{ЭМ} - F_{\Delta P}$ по ходу плунжера для различных значений $d_{П}$ и величины $C_{ЭМ} = 9,5 \cdot C_{ЭМ, \text{ЭКСП}}$.

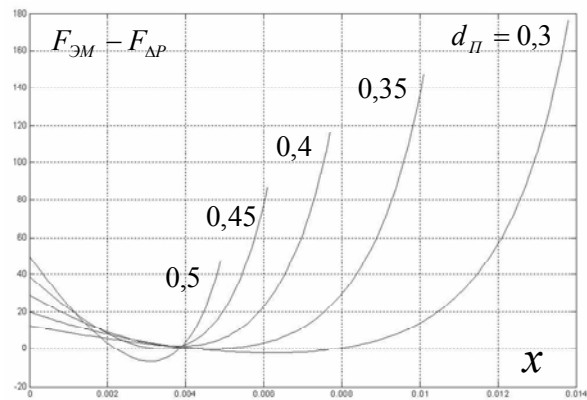


Рис. 6. Результаты оптимизации мощности ЭМ $C_{ЭМ}$

По результатам оптимизации вычислена минимально необходимая мощность ЭМ $C_{ЭМ} = 8,5 \cdot C_{ЭМ, \text{ЭКСП}}$, соответствующая $d_{П} = 3,5$ или 4 мм. Это подтверждает правильность выбора $d_{П} = 3,5$ мм для опытного образца. Необходимого увеличения мощности ЭМ можно достичь рядом способов, среди которых могут быть: уменьшение минимального зазора между сердечником и статором электромагнита δ_0 , увеличение числа витков обмотки, увеличение питающего напряжения.

Выводы

В результате обработки данных численного и натурального экспериментов было установлено, что:

– введение переменного коэффициента пробных воздействий приводит к существенному повышению качества регулирования процесса торможения;

– предложенный способ модуляции и его конструктивная реализация являются пригодными для использования в ИЭ САУ торможением при условии увеличения мощности ЭМ.

Литература

1. Гецович Е.М., Селевич С.Г., Мартынец Т.В. Совершенствование способа модуляции давления в гидравлическом тормозном приводе // Вестник НТУ «ХПИ» «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – №6. – С. 72–76.
2. Гецович Е.М., Ходирев С.Я., Фаворов Н.Ю. Сравнительная оценка некоторых алгоритмов противоблокировочных систем по качеству регулирования процесса торможения // Деп. в НИИН автопром. – М., 1982. – № 720 ап Д82. БУ «Депонированные рукописи». – М.: ВИ-НИТИ, 1982. – №8. – Реф. 130.
3. А.с. №852679 СССР, МКИ В 60 Т 8/06. Способ управления процессом торможения колеса транспортного средства / Е.М. Гецович, А.С.Федосов (СССР). – №2819388/27-11; Заявлено 24.09.79; Оpubл. 07.08.81, Бюл. №29.
4. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03. – М.: МАДИ, 1984. – 39 с.
5. Александров Е.Е., Гецович Е.М. Синтез законов автоматического управления торможением транспортного средства // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПИ». – 1999. – №1. – С. 140–148.
6. Патент України № 87699, МКВ В60Т 8/00 «Процес автоматичного керування гальмуванням колісної машини» / Гецович Є.М., Селевич С.Г., Шелудченко В.В. Заявлено 12.03.07, опубліковано 25.09.08. Бюл. №18.
7. Патент України № 87689, МКВ В60Т 8/00 «Модулятор тиску в гідравлічному гальмівному приводі» / Гецович Є.М., Селевич С. Г., Мартинець Т.А. Заявлено 29.12.06, опубліковано 10.07.08. Бюл. №13.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 27 августа 2009 г.