

**О. І. Назаров**  
**І. О. Назаров**  
**С. М. Шпінда**

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСТРЕНИХ ГАЛЬМУВАНЬ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ, ОБЛАДНАНИХ КОМБІНОВАНИМИ СИСТЕМАМИ СТЕЖЕННЯ ЗА ПРОЦЕСОМ ГАЛЬМУВАННЯ**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*У статті запропоновано заходи щодо покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, обладнаних комбінованими системами стеження за процесом гальмування шляхом установки у контури передніх і задніх гальмівних механізмів регуляторів привідного тиску з електромагнітним (радіо) керуванням, здатних відстежувати динамічну зміну нормальних навантажень на колесах різних бортів автомобіля. Метою роботи є підвищення ефективності гальмування та скорочення гальмівного шляху легкового автомобіля з АБС, обладнаних комбінованою системою слідування за процесом гальмування. У фазі гальмування автомобіля з заблокованими колесами за допомогою пристрою, який реагує на зміну їх нормальних реакцій, можна реалізувати на колесах задньої осі більший гальмівний момент, ніж в фазі гальмування з заблокованими колесами, куту швидкість котрих відслідковує електронна система. Таким чином, для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів у експлуатаційних умовах необхідно в конструкцію їх гальмівних приводів ввести пристрій, який був би здатний не тільки відслідковувати фази процесу гальмування (періоди блокування й розблокування коліс), але і зміну нормальних навантажень на колесах передньої і/або задньої осей. Такий пристрій повинен відстежувати бортову нерівномірність нормальних реакцій, яка виникає за різних експлуатаційних умов, що вимагає комбінованої або бортової (частини комбінованої) схеми підключення контурів гальмівного приводу. У гальмівних системах сучасних легкових автомобілів конструктивно застосовується осьова, діагональна та комбінована схеми поділу контурів гальмівного приводу. Проте, лише комбінована схема включення контурів гальмівного приводу здатна реалізувати в повній мірі зміну міжбортового навантаження автомобіля, тому що вона за своєю сутністю забезпечує гальмування автомобіля при застосуванні контурів, що включають два передніх та одне із задніх гальмівних механізмів. Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів із АБС пропонується використовувати комбінований гальмівний привід, контури якого з'єднані за бортовою схемою підключення контурів спільно з двома динамічними регуляторами гальмівних сил, що мають електромагнітний (радіо) зв'язок із елементами передньої підвіски та електронним блоком керування.*

**Ключові слова:** автомобіль, комбінований гальмівний привід, розподіл гальмівних сил між бортами, електронна система стеження за процесом гальмування.

### **Постановка проблеми та її зв'язок з науковими та практичними завданнями**

Збільшення інтенсивності та швидкості руху транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок низки заходів, в тому числі забезпечення мінімально допустимої дистанції між окремими транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці. Це можливо за умови реалізації найбільшої величини уповільнення в таких експлуатаційних умовах гальмування легкових автомобілів за рахунок вдосконалення конструкцій існуючих гальмівних систем, які відслідковують зміну осьових нормальних реакцій у процесі екстреного гальмування.

Робота виконувалася на підставі договору від 01.09.2015 про творчу співпрацю між Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом та конструкторсько-експериментальним відділом Запорізького автомобілебудівного заводу.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Відомо [1], що для забезпечення безпечного руху легкових автомобілів з урахуванням прогнозованого динамічного зростання швидкостей руху, граничний гальмовий шлях при екстрених гальмуваннях із початкової швидкості 100 км/год за вимогами вітчизняних стандартів [2, 3], повинен

бути, як мінімум в 1,5–2 рази меншим. При чому всі автомобілі, гальмівний шлях яких перевищує 40 м на дорозі із сухим асфальтобетонним покриттям, за вимогами Європейського стандарту якості ISO 9001, вважаються «небезпечними».

Скорочення гальмівного шляху легкових автомобілів, обладнаних АБС, можна досягти за рахунок врахування зміни нормальних реакцій на колесах кожного борту автомобіля, загальмовуваного у різних експлуатаційних умовах та сил аеродинамічного опору рухові [4–6].

Слід відмітити, що за стандартом [2] нерівномірність питомих гальмівних сил на колесах однойменних осей автомобіля, гальмівна система котрих обладнана дисковими гальмами, не повинна перевищувати 20 %, а барабанними – 25 %.

За даними теоретичних досліджень [4, 5] для легкового автомобіля Lanos (з повною масою) величина бортової нерівномірності осьових нормальних реакцій при екстрених гальмуваннях з початкової швидкості 80–150 км/год при дії подовжньої та бічної складових аеродинамічної сили може становити:

- на горизонтальній дорозі з поперечним ухилом 3,5 %: 12-21 %;
  - на горизонтальній дорозі з радіусом кривизни  $R=350$  м: 19-26 %;
  - на дорозі з подовжнім ухилом 10 %:
- а) на схилі 17-24 %;
- б) на підйомі 21-28 %.

Аналіз розрахункових даних процесу гальмування легкових автомобілів Lanos говорить про те, що при урахуванні лише фаз процесу гальмування (періоду блокованих і неблокованих коліс) за однакових експлуатаційних умов гальмування, наприклад, при  $z = 0,8$ , вибір коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями у відповідності до уточненої теорії [7], в порівнянні з класичною [8], дозволяє зменшити величину коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями на 18,7–19,6 %. Отже, відповідно до цього є можливим збільшення гальмівного моменту на колесах задньої осі на таку ж величину.

При цьому, із врахуванням вимог стандарту [2], діапазон, в межах якого може коливатись мінімальна величина збільшення питомої гальмівної сили на осях для легкових автомобілів, гальмівна система котрих обладнана дисковими гальмами, становить 12–20 % та 12–25 % для автомобілів, гальмівна система котрих обладнана барабанними гальмами.

Порівнюючи вказані вище інтервали, можна говорити, що вони майже однакові.

Беручи до уваги те, що автомобіль (рис. 1) на початку екстреного гальмування рухається уповільнено без блокування коліс, то ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями із врахуванням аеродинамічного фактора [9]

$$\beta_{\text{ід}} = \frac{\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_{\text{д}}}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - h}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}, \quad (1)$$

де  $z = \frac{j}{g}$  – коефіцієнт гальмування;  $\Phi_e = \frac{P_{wx}}{m_a \cdot g}$  – аеродинамічний фактор [7];  $m_a$  – маса автомобіля;  $\lambda_z$  – частка вертикальної складової в силі лобового опору;  $h_w$  – висотне положення метацентру автомобіля;  $h$  – висотне положення центра мас автомобіля;  $b$  – горизонтальна координата положення центра мас автомобіля від задньої осі;  $L$  – подовжня міжколісна база автомобіля;  $r_{\text{д}}$  – динамічний радіус колеса.

Нехтуючи аеродинамічним фактором, у разі гальмування з неблокованими колесами, одержимо [7]

$$\beta_{\text{ід}} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_{\text{д}}}{L}. \quad (2)$$

Слід зауважити, що аеродинамічний фактор дорівнює нулю лише в разі нерухомого автомобіля, оскільки сила лобового аеродинамічного опору рухові дорівнює нулю тоді, коли швидкість автомобіля становить нуль.

За класичною теорією [8] (у разі гальмування автомобіля з блокованими колесами) ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля визначається, як

$$\beta_{\text{ід}} = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L}, \quad (3)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги.

Слід зауважити, що коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги не дорівнює коефіцієнту гальмування.

Крім того, як встановлено [7], із врахуванням експлуатаційних умов (поперечний та подовжній ухил, кривизна дороги, бічна та підйомна складові аеродинамічної сили) виникають також зміни нормальних реакцій на колесах кожного борту автомобіля (див. рис. 1). У такому разі слід

використовувати ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями, який пов'язує коефіцієнти міжбортового розподілу гальмівних сил  $\beta_{лб}$  і  $\beta_{пб}$

$$\beta_{ід} = \frac{\beta_{лб}}{1+\delta_T} + \frac{\beta_{пб}}{1+\frac{1}{\delta_T}}, \quad (4)$$

де  $\delta_T$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу гальмівної сили між бортами автомобіля;  $\beta_{лб}$  – коефіцієнт розподілу гальмівної сили лівого борту автомобіля на переднє колесо;  $\beta_{пб}$  – коефіцієнт розподілу гальмівної сили правого борту автомобіля на переднє колесо.

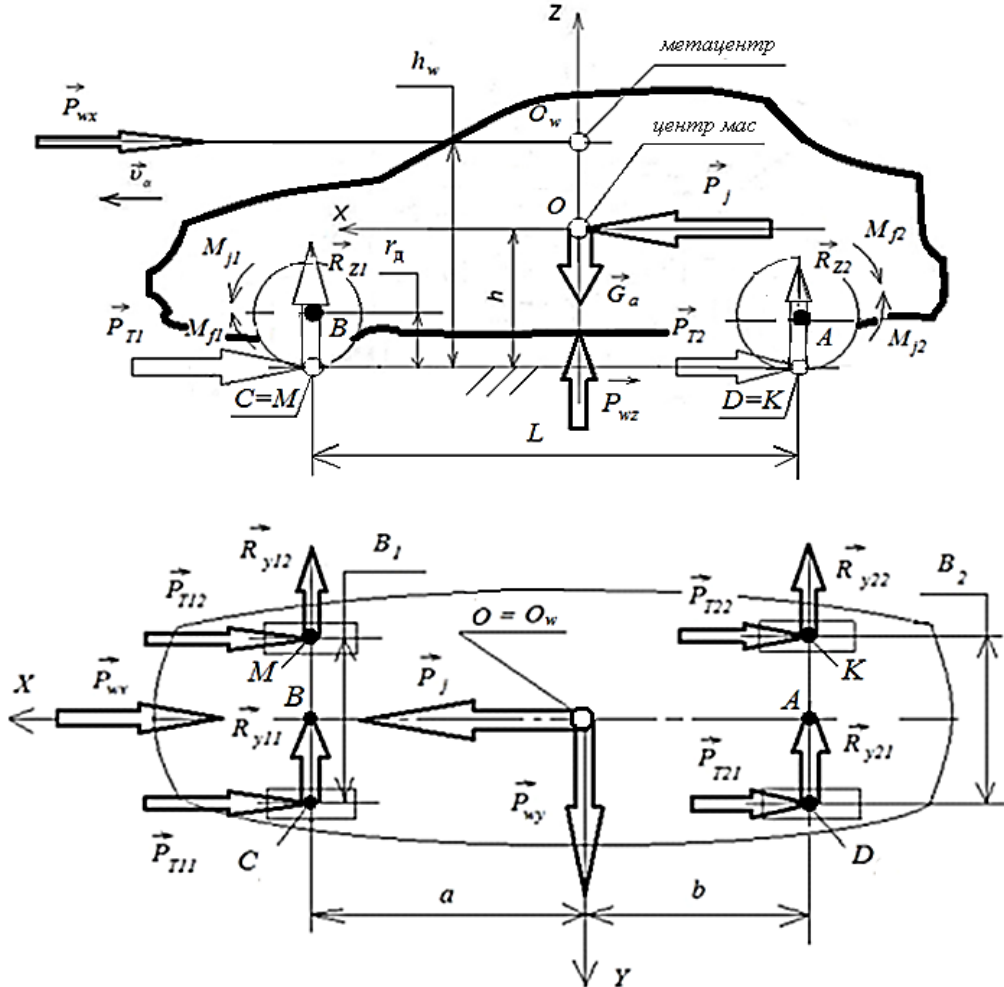


Рис. 1. Схема прикладення сил, які діють на автомобіль під час гальмування

У разі загальмовувань легкових автомобілів, коли  $\beta_{лб} = \beta_{пб}$ , коефіцієнт нерівномірності розподілу гальмівної сили між бортами автомобіля  $\delta_T = 1$  та є справедливим закон ідеального міжосьового розподілу гальмівної сили.

Дійсний коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили узгоджений із дійсними осьовими гальмівними силами та конструктивними параметрами використовуваних гальмівних механізмів на передній та задній осях автомобіля

$$\beta_{д} = \frac{P_{T1}}{P_{T1}+P_{T2}} = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (5)$$

де  $P_{T1}$  – сумарна дійсна гальмівна сила на передній осі автомобіля;  $P_{T2}$  – сумарна дійсна гальмівна сила на задній осі автомобіля;  $K_1$  і  $K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальм передньої та задньої осей;  $p_1$  і  $p_2$  – привідний тиск у контурах гальмівних механізмів передньої та задньої осей.

### Виділення не вирішеної раніше частини загальної проблеми

Таким чином, не досліджено вплив зміни коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля, що виконує екстремне гальмування в процесі експлуатації, на ефективність гальмування та гальмівний шлях.

## Мета і постановка задачі

Метою роботи є підвищення ефективності гальмування та скорочення гальмівного шляху сучасних легкових автомобілів із АБС, обладнаних комбінованою системою слідування за процесом гальмування.

Для досягнення поставленої мети слід вирішити такі задачі:

- проаналізувати зміну коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили легкового автомобіля у експлуатаційних умовах;
- одержати аналітичні залежності ефективності гальмування автомобілів та гальмівного шляху від коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили;
- проаналізувати відомі пристрої, що забезпечують міжбортовий розподіл гальмівних сил та розробити схему комбінованої системи стеження за процесом гальмування.

## Викладка основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів

Порівнюючи одержані вирази (2) і (3), приходимо до висновку, що у разі гальмування легкового автомобіля з заблокованими колесами коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями має менші значення, ніж у разі заблокованих коліс [7].

Однак, із урахуванням дії аеродинамічного фактора (1), величина гальмівного моменту на колесах задньої осі може бути ще більшою.

Отже, у фазі гальмування автомобіля з заблокованими колесами за допомогою пристрою, який реагує на зміну їх нормальних реакцій, можна реалізувати на колесах задньої осі більший гальмівний момент, ніж в фазі гальмування з заблокованими колесами, кутову швидкість котрих відслідковує електронна система.

Таким чином, для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів у експлуатаційних умовах необхідно в конструкцію їх гальмівних приводів ввести пристрій, який був би здатний не тільки відслідковувати фази процесу гальмування (періоди блокування й розблокування коліс), але і зміну нормальних навантажень на колесах передньої і/або задньої осей.

Отже, такий пристрій повинен відстежувати і бортову нерівномірність нормальних реакцій, яка виникає за різних експлуатаційних умов, що вимагає комбінованої або бортової (частини комбінованої) схеми підключення контурів гальмівного приводу.

У більшості випадків в гальмівних системах легкових автомобілів конструктивно застосовується або осьова, або діагональна схема поділу контурів гальмівного приводу.

Однак ні осьова, а ні діагональна схеми включення контурів гальмівного приводу не здатні реалізувати в повній мірі зміну бортового навантаження автомобіля, оскільки вони за своєю сутністю забезпечують гальмування автомобіля при застосуванні контурів, що включають у першому випадку або передні, або задні гальмівні механізми, у другому – один передній лівий і задній правий та один передній правий і задній лівий гальмівні механізми.

Сумарні дійсні осьові гальмівні сили не повинні перевищувати їх граничних значень:

- на передній осі автомобіля

$$P_{T1} = K_1 \cdot p_1 \leq [P_{T1}], \quad (6)$$

- на задній осі автомобіля

$$P_{T2} = K_2 \cdot p_2 \leq [P_{T2}], \quad (7)$$

де  $[P_{T1}]$  – гранично допустима гальмівна сила на передній осі за умови зчеплення коліс з опорною поверхнею дороги:

- на передній осі

$$[P_{T1}] = R_{z1} \cdot \varphi, \quad (8)$$

- на задній осі

$$[P_{T2}] = R_{z2} \cdot \varphi, \quad (9)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею дороги;  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  – нормальні осьові реакції.

Рівняння гальмівного балансу легкового автомобіля з врахуванням дійсних осьових гальмівних сил та подовжньої сили аеродинамічного опору  $P_{wx}$  під час виконання екстреного гальмування може бути записане у вигляді [8]

$$A = m_a \cdot j, \quad (10)$$

де  $A = P_{T1} + P_{T2} + P_{wx}$  – загальна сила опору рухові автомобіля;  $m_a$  – маса автомобіля, який загальмовується;  $P_{wx} = K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2$  – подовжня складова аеродинамічної сили автомобіля (сила

лобового опору) [8];  $K_0$  – коефіцієнт обтічності кузова автомобіля;  $F_w$  – площа поперечного перерізу автомобіля (площа Міделя);  $v_0$  – швидкість руху автомобіля на момент гальмування.

Слід відмітити, що до параметра  $A$  (10) не входить подовжня складова аеродинамічної сили  $P_{wx}$  у разі використання граничних осьових гальмівних сил за (8) і (9), оскільки вона вже врахована при визначенні нормальних осьових реакцій [4, 5].

Із (5) одержимо

$$\frac{1}{\beta_d} = 1 + \frac{K_2 \cdot p_2}{K_1 \cdot p_1}. \quad (11)$$

Із (10) випливає, величина уповільнення легкового автомобіля в даних експлуатаційних умовах

$$j = \frac{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 + K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2}{m_a}. \quad (12)$$

З урахуванням виразів (11) і (12) одержимо

$$j = \frac{K_1 \cdot p_1}{m_a} \cdot \left[ \frac{1}{\beta_d} + \frac{K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2}{K_1 \cdot p_1} \right]. \quad (13)$$

У період гальмування автомобіля з заблокованими колесами тиск у контурах гальмівних механізмів передньої та задньої осей однаковий та визначається, як

$$p_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \varphi}{K_1 + K_2}. \quad (14)$$

Тоді з урахування (14) залежність (13) має вигляд

$$j = \varphi \cdot g \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot \left[ \frac{1}{\beta_d} + \frac{K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2 \cdot (K_1 + K_2)}{K_1 \cdot m_a \cdot \varphi \cdot g} \right]. \quad (15)$$

Після перетворень одержимо остаточно залежність, яка пов'язує уповільнення автомобіля при не заблокованих колесах з коефіцієнтом міжосьового розподілу гальмівних сил, аеродинамічним фактором та коефіцієнтом міжосьового розподілу гальмівних сил

$$j = \varphi \cdot g \cdot \frac{K_1}{K_1 + K_2} \cdot \left[ \frac{1}{\beta_d} + \Phi_e \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_1 \cdot \varphi} \right]. \quad (16)$$

Крім того, рівняння гальмівного балансу легкового автомобіля з врахуванням дійсних осьових гальмівних сил та подовжньої сили аеродинамічного опору  $P_{wx}$  під час виконання екстреного гальмування може бути записаний і в такому вигляді [8, 9]

$$A \cdot s_T = 0,5 m_a \cdot v_0^2 + 0,5 \sum I_i \cdot \omega_1^2, \quad (17)$$

де  $I_i$  – момент інерції оберткових мас;  $\omega$  – кутова швидкість оберткових мас.

Звідки з урахуванням поданих вище виразів після перетворень одержимо

$$2s_T \cdot \left[ \frac{K_1 \cdot p_1}{\beta_d} + K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2 \right] = v_0^2 \cdot \left( m_a + \frac{\sum I_i}{r_k^2} \right), \quad (18)$$

де  $r_k$  – радіус кочення колеса.

Остаточно залежність гальмівного шляху легкового автомобіля при гальмування з заблокованими колесами має вигляд

$$s_T = \frac{v_0^2 \cdot \left( m_a + \frac{\sum I_i}{r_k^2} \right)}{2 \left[ \frac{K_1 \cdot p_1}{\beta_d} + K_0 \cdot F_w \cdot v_0^2 \right]}. \quad (19)$$

Враховуючи геометричні параметри дискових і барабанних гальмівних механізмів, які відповідно застосовуються на передній і задній осях легкових автомобілів Lanos, можна встановити конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів:  $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ,  $K_2 = 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Для відносної оцінки мінімальної зміни гальмівних властивостей визначались значення уповільнення та гальмівного шляху легкових автомобілів, загальмовуваних на горизонтальній ділянці автомобільної дороги, за одержаними залежностями (16) і (19) та за класичною теорією [4]

$$[j^0] = \varphi \cdot g, \quad (20)$$

$$[s_T^0] = \frac{v_0^2}{2 \cdot [j^0]}. \quad (21)$$

Зміну параметрів гальмівних властивостей автомобіля, які розраховувались за класичними і одержаними залежностями, будемо оцінювати за формулами:

– відносне зростання уповільнення

$$\delta_j = \frac{j - [j^0]}{[j^0]} \cdot 100 \%, \quad (22)$$

– відносне зменшення гальмівного шляху

$$\delta_{s_T} = \frac{[s_T^0] - s_T}{[s_T^0]} \cdot 100 \%. \quad (23)$$

Усереднені значення оціночних показників для початкових швидкостей гальмування легкових автомобілів Lanos в межах 80–150 км/год наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Відносна оцінка гальмівних властивостей автомобілів Lanos				
Маса	Показники відносної оцінки, %			
	при початковій швидкості гальмування, км/год			
	80	100	130	150
споряджена	4,33/1,72	6,36/2,73	10,31/4,72	11,31/5,95
повна	2,67/12,1	5,63/12,8	7,67/13,9	20,64/15,05

Примітка. У чисельнику вказано значення відносної зміни уповільнення, в знаменнику – гальмівного шляху.

Для початкових швидкостей до 80 км/год та більших за 150 км/год оціночні значення в табл. 1 не приводяться з огляду відносної малості їх величин.

Як показує аналіз відносних теоретичних значень зміни уповільнення та граничного гальмівного шляху досліджуваних легкових автомобілів (див. табл. 1), при початковій швидкості гальмування в межах 80–150 км/год, значення одержаних параметрів гальмування зростають.

Так, при загальмовуванні легкових автомобілів Lanos зі спорядженою масою (див. табл. 1) на рівній горизонтальній дорозі категорії 1-а з сухим асфальтобетонним покриттям при початковій швидкості гальмування 100 км/год величина реалізованого уповільнення збільшується на 6,36 %, що становить  $0,53 \text{ м/с}^2$ , гальмівний шлях при цьому зменшується на 2,73 %, що в абсолютних одиницях становить 2,33 м. Для такого автомобіля з повною масою величина граничного уповільнення зростає на 5,63 % ( $0,44 \text{ м/с}^2$ ), гальмівний шлях при цьому зменшується на 12,8 % (12,13 м).

При загальмовуванні легкових автомобілів Lanos зі спорядженою масою (див. табл. 1) при початковій швидкості 130 км/год величина граничного уповільнення, в порівнянні з автомобілем Lanos базової комплектації, збільшується на 10,31 % ( $1,03 \text{ м/с}^2$ ), при цьому гальмівний шлях зменшується на 4,72 % (4,53 м). Для такого автомобіля з повною масою величина граничного уповільнення зростає на 7,67 % ( $0,64 \text{ м/с}^2$ ), гальмівний шлях при цьому знижується на 13,9 % (13,1 м).

Під час виконання екстрених гальмувань легковими автомобілями Lanos зі спорядженою масою (див. табл. 1) в таких же експлуатаційних умовах, але при початковій швидкості гальмування 150 км/год, величина граничного уповільнення, в порівнянні з класичним підходом, збільшується на 11,31 % ( $1,17 \text{ м/с}^2$ ), а гальмівний шлях при цьому зменшується на 5,95 % (13,1 м). В разі повної маси величина відносного збільшення граничного уповільнення досягає максимального значення 20,64 % ( $2,28 \text{ м/с}^2$ ), а величина відносного зменшення гальмівного шляху при цьому набуває мінімального значення 15,05 % (14,65 м).

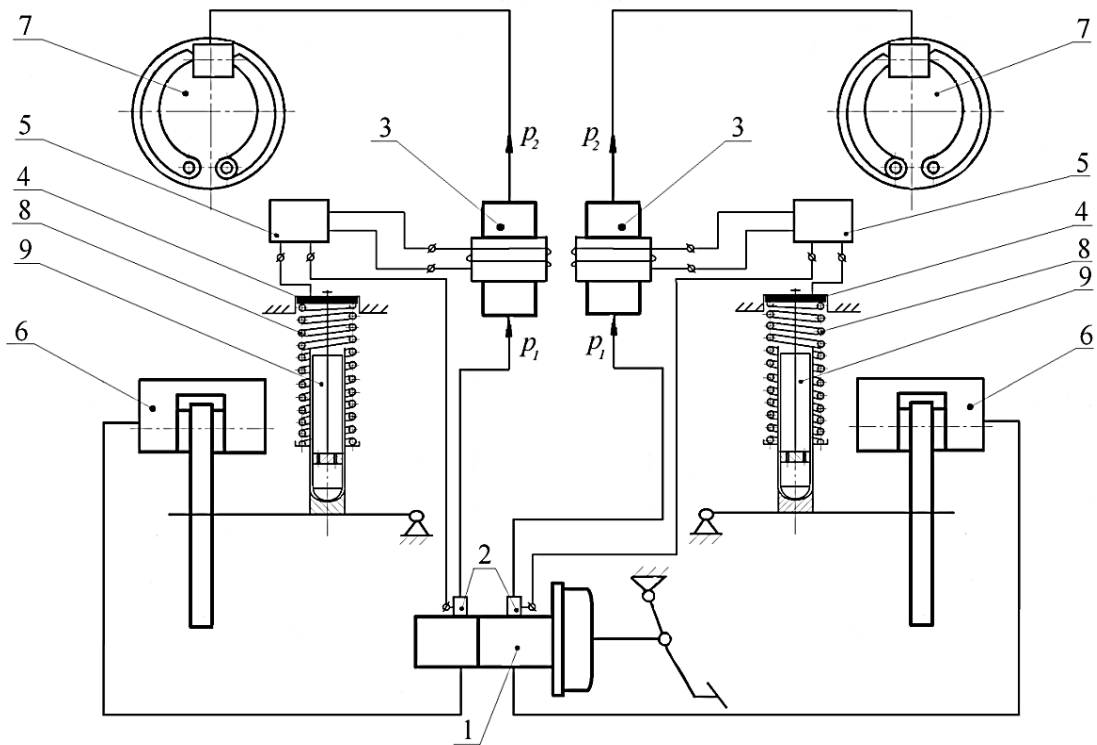
### Розробка схеми комбінованої системи стеження за процесом гальмування

Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів із АБС було запропоновано раніше використовувати комбінований гальмівний привод [10], контури якого з'єднано за бортовою схемою підключення контурів спільно з двома динамічними регуляторами гальмівних сил, що мають електромагнітний (радіо) зв'язок із елементами передньої підвіски та електронним блоком керування (ЕБК) (рис. 2).

Динамічні регулятори гальмівних сил при цьому, забезпечуючи автоматичне регулювання приводного тиску в контурах, з'єднують гальмівні механізми переднього і заднього колеса кожного борту автомобіля (див. рис. 2).

Для будь-яких навантажувальних станів легкового автомобіля це дозволить реалізувати найбільші питомі бортові гальмівні сили і, як результат, – збільшити реалізоване уповільнення та зменшити гальмівний шлях за різних експлуатаційних умов виконання екстрених гальмувань.

Недоліком такої системи є те, що під час гальмувань на дорогах із подовжнім ухилом (на підйомі чи спуску) виникають відповідні зміни нормальних реакцій на передній осі, на підставі чого подаються протилежні команди від електронного блока керування 5 на електромагнітну обмотку регулятора 3. Тобто, при зростанні нормального навантаження на передній осі під час гальмування на спуску, із блока 5 на обмотку регулятора 3 подається команда на зниження тиску, та навпаки, при зниженні нормального навантаження на передню вісь під час гальмування на підйомі, з блока 5 на обмотку регулятора 3 подається команда на збільшення тиску, що вимагає ускладнення в роботі ЕБК.



1 – головний гальмівний циліндр; 2 – датчики тиску; 3 – регулятор тиску із електромагнітним керуванням; 4 – датчик навантаження; 5 – електронний блок керування (ЕБК); 6 – гальмівні механізми передньої осі автомобіля; 7 – гальмівні механізми задньої осі автомобіля; 8 – пружина передньої підвіски; 9 – амортизатори

Рис. 2. Схема гідравлічного гальмівного приводу легкового автомобіля, виконана за бортовою схемою підключення контурів

Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, обладнаних АБС, пропонується застосовувати датчики навантаження на підвісках кожного з коліс (рис. 3).

При цьому застосовується регулятор [10] тиску 3 (див. рис. 3), який містить диференціальний поршень, що здійснює подовжні зворотно-поступальні переміщення під дією електричного сигналу, підсиленого електронним блоком 5, який надходить від датчика навантаження 4, встановленого над пружиною підвіски, до електромагнітної обмотки диференціального поршня, що регулює приводний тиск у контурах кожного із гальмівних механізмів 6 і 7.

Регулятор тиску із електромагнітним (радіо) керуванням (рис. 4) містить корпус 1 і гайку-штуцер 2 із розташованими в них диференціальним поршнем 3, що реагує на електромагнітну силу, збуджувану струмом у обмотці 11, циліндричну пружину 4, клапан керування 5 із конічною пружиною 6, ущільнювальні кільця 7 і 8, які відокремлюють порожнини А і Б, та кільця герметизаційні 9 і 10.

При відсутності дії на гальмівну педаль тиск  $p_1$  в порожнині А регулятора, що наводиться головним гальмівним циліндром, дорівнює нулю, а між диференціальним поршнем 3 і клапаном спрацьовування 5 утворюється зазор  $x_1$  (див. рис. 4, а). Диференціальний поршень 3 своїм буртом впирається в торець гайки-штуцера 2.

При натисканні на гальмівну педаль тиск гальмівної рідини від головного гальмівного циліндра передається по каналах і трубопроводах безпосередньо в робочі циліндри гальмівних механізмів передніх коліс, регулятори тиску та в робочі циліндри гальмівних механізмів задніх коліс.

При цьому зростає приводний тиск  $p_1$ , який створюється на вході регуляторів, внаслідок чого подаються відповідні електричні сигнали на електромагнітні обмотки регуляторів тиску. Величина електричного струму пропорційна величині нормального навантаження на відповідному колесі автомобіля.

Під дією електромагнітного поля, яке виникає внаслідок цього (див. рис. 4, б), диференціальний поршень 3 зміщується вправо на величину  $x_2$ , стискаючи циліндричну пружину 4, призначену для забезпечення гарантованого зазору  $x_1$  між клапаном керування 5 і диференціальним поршнем 3 в разі зняття приводного тиску (відпущеній гальмівній педалі), переміщує клапан керування 5 на величину  $x_3$ , повністю перекриваючи центральний отвір диференціального поршня 3. При цьому  $p_1=p_2$ .

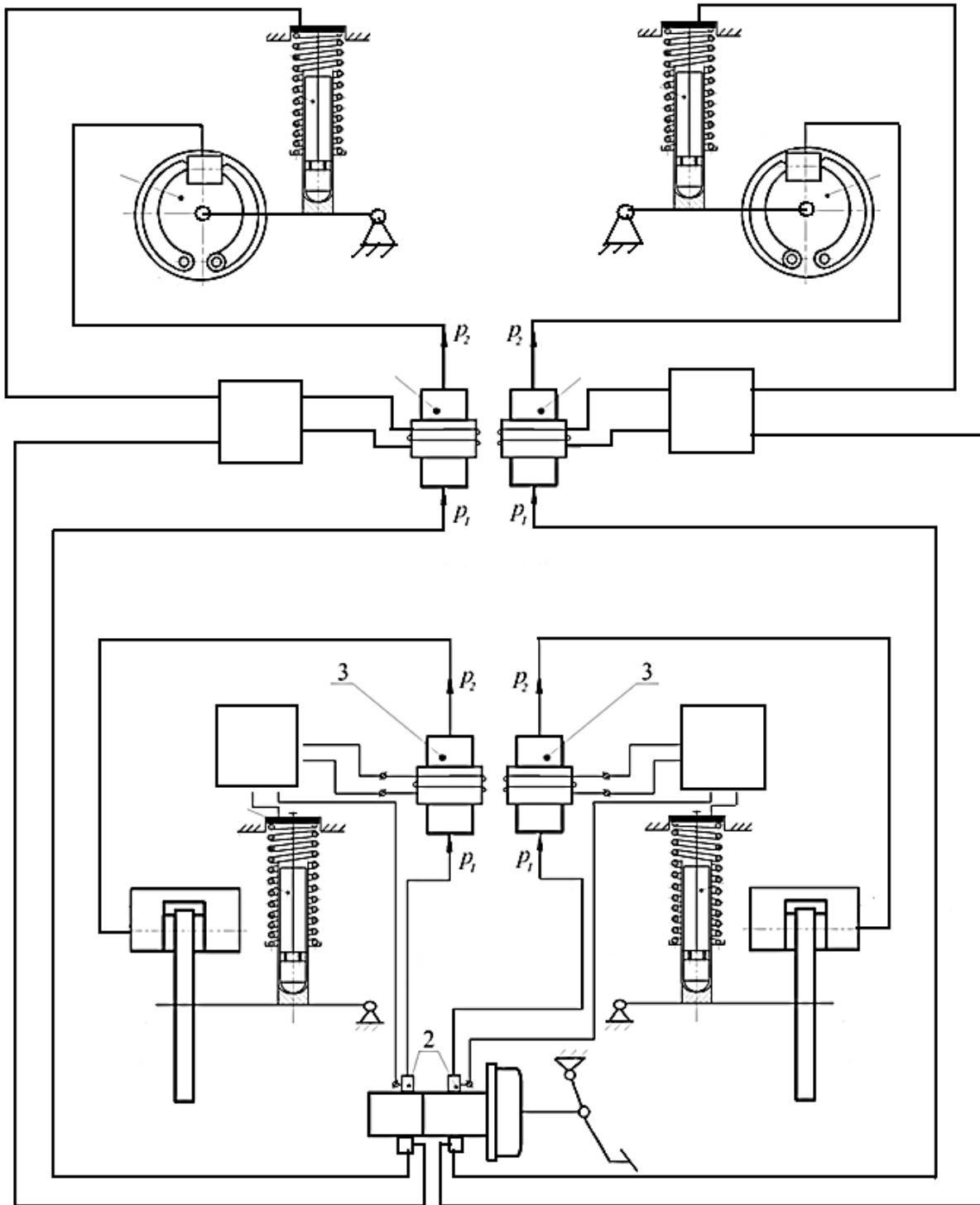


Рис. 3. Схема комбінованої гальмівної системи легкового автомобіля, обладнаного АБС

При подальшому натисканні гальмівної педалі тиск  $p_2$ , який створюється в порожнині Б регулятора (у циліндрах гальмівних механізмів), менший за приводний тиск  $p_1$ , що створюється в порожнині А регулятора.

Диференціальний поршень 3 під дією наростаючого тиску робочої рідини (див. рис. 4, в) переміщується вліво разом із клапаном керування 5 на величину  $x_3$  (хід регулювання тиску) до упору в борт корпуса 1, утворюючи зазор  $x_4$  із торцем гайки-штуцера 2 та змінюючи тиск в циліндрах гальмівних механізмів.

При цьому закономірність наростання (зниження) тиску робочої рідини в робочих циліндрах кожного гальмівного механізму адекватна зростанню (зниженню) нормального навантаження на відповідному колесі та відповідає такій залежності:



$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \pm \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_e - F_{np}}{d_2^2}, \quad (24)$$

де  $p_1$  – тиск в магістралі головного гальмівного циліндра;  $d_1$  – діаметр диференціального поршня 3 з боку порожнини А регулятора тиску;  $d_2$  – діаметр диференціального поршня 3 з боку порожнини Б регулятора;  $F_e$  – сила електромагнітного поля, що діє на диференціальний поршень 3;  $F_{np}$  – сила попереднього стискання пружини 4 (див. рис. 4, а).

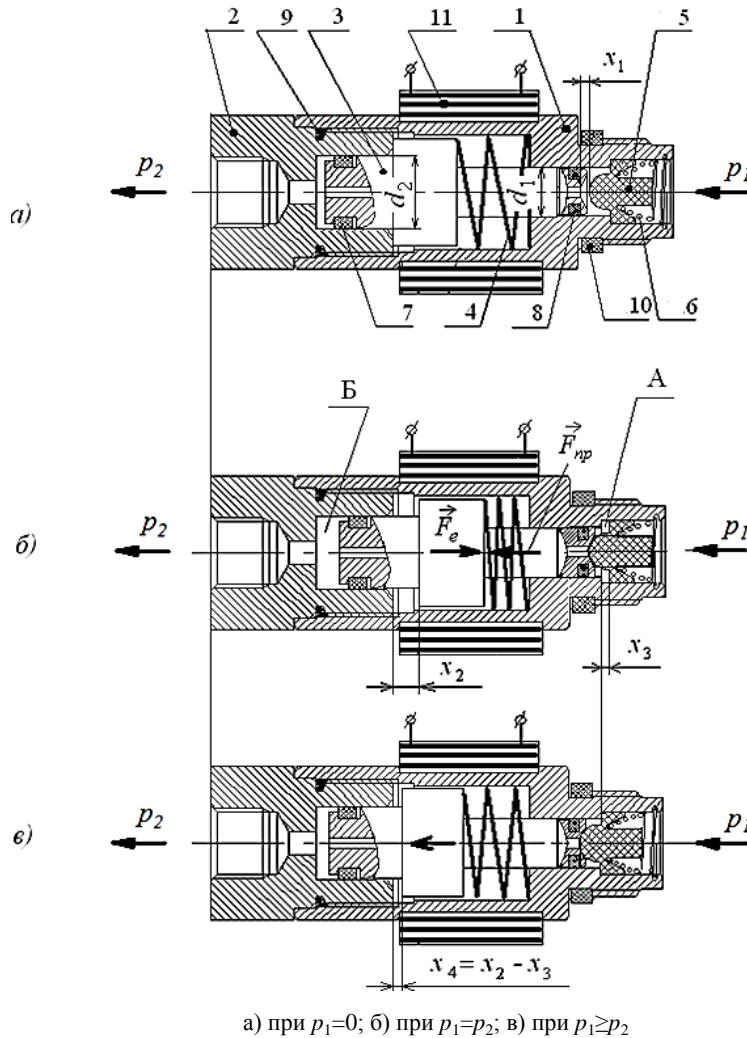


Рис. 4. Схема регулятора тиску із електромагнітним керуванням [10]

При досягненні тиском  $p_2$  робочої рідини у порожнині Б регулятора максимального значення, що визначається зусиллям електромагнітного поля, клапан керування 5 зупиняється, досягнувши бурта корпусу 1, після чого відкривається центральний отвір диференціального клапана 3.

Під час розгальмування системи тиск робочої рідини в порожнинах А і Б регуляторів та у циліндрах гальмівних механізмів спадає до нуля. Під дією циліндричної пружини 4 диференціальний поршень 3 переміщується вліво до упору в торець гайки-штуцера 2, утворюючи зазор  $x_1$  із сферичною частиною клапана керування 5 (див. рис. 4, а).

### Висновки

З врахуванням аеродинамічного фактора одержано аналітичні залежності ефективності гальмування та гальмівного шляху легкових автомобілів, які виконують екстремні гальмування, від зміни коефіцієнта розподілу гальмівної сили між осями.

Врахування аеродинамічного фактора дозволяє зменшити величину коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля Lanos на 18,7–19,6 % і, відповідно, здатні більш повно реалізувати питому гальмівну силу на колесах кожного борту автомобіля під час екстремних гальмувань у різних експлуатаційних умовах.

Встановлено, що із врахуванням аеродинамічного фактора під час екстреного гальмування автомобілів Lanos із АБС, у разі застосування комбінованої гальмівної системи, на інтервалі швидкостей рух 80–150 км/год значення відносного гальмівного шляху можуть бути зниженими на 2,73–11,31% для спорядженої маси та на 12,8–15,05% для повної маси, що відповідають зростаючим уповільненням на 6,36–5,63% і 11,31–20,64% відповідно.

Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, гальмівні системи яких обладнані АБС, слід застосовувати комбіновані системи слідкування за процесом гальмування, які містять динамічні гідравлічні пристрої з електромагнітним (радіо) керуванням, які з'єднано за бортовою схемою підключення.

Автори вважають перспективним напрямком робіт, які пов'язані з розробкою комбінованих гальмівних систем легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Н. Ярещенко, «Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах.» автореф. дис. канд. техн. наук, Харків. нац. техн. ун-т, Харків, 1999.
- [2] *Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N, і O стосовно гальмування* (Правила ЕЖ ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. [Чинний від 01.07.2005]. Офіц. вид. (Державний стандарт України).
- [3] *Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання*: ДСТУ 3649:2010. Офіц. вид. [Чинний від 28.11.2010]. К.: Держспоживстандарт України, 2011. 26 с. (Національний стандарт України).
- [4] В. І. Назаров, О. І. Назаров, І. О. Назаров «Математичне моделювання перерозподілу вертикальних реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом,» *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Математичне моделювання в техніці та технологіях*, № 39(1082), с. 134-141.
- [5] А. І. Назаров, І. А. Назаров, В. І. Назаров, «Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны,» *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Автомобіле і тракторобудування*. № 8 (1117), с. 42-50. 2015.
- [6] В. І. Назаров, А. І. Назаров, І. А. Назаров, «Математическое моделирование бортового распределения тормозной силы при торможении легковых автомобилей в эксплуатационных условиях с учетом аэродинамического сопротивления движению,» *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Математичне моделювання в техніці та технологіях*, № 16(1188), с. 59-66. 2016.
- [7] І. О. Назаров, О. І. Назаров, Д. М. Клец, В. А. Цибульський, «Підвищення безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах,» *Наукові нотатки*, . Луцьк: ЛНТУ, вып. 61. с. 162-168. 2018.
- [8] Я. Агейкин, Н. Вольская, *Теория автомобиля*: учеб. пособ. М.: МГИУ, 2008, 318 с.
- [9] І. О. Назаров, В. І. Назаров, «Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів,» *Наукові нотатки*. Луцьк: ЛНТУ, вып. 56, с. 119-127. 2014.
- [10] О. І. Назаров, І. О. Назаров, В. І. Назаров, В. Л. Ємельянов, «Гідравлічний гальмівний привод легкових автомобілів,» *МПК В60Т8/1766 В60Т8/30* (2006.01). №117343, черв. 26, 2017.

**Назаров Олександр Іванович** – канд. техн. наук., доцент, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

**Назаров Іван Олександрович** – здобувач, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

**Шпінда Євген Михайлович** – аспірант, e-mail: [z1103mzaq@gmail.com](mailto:z1103mzaq@gmail.com)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків.

**O. Nazarov  
I. Nazarov  
E. Spinda**

## Improvement of efficiency of emergency brakes of passenger cars equipped with a combined brake tracking system

Kharkov National Automobile and Highway University

*The article proposes measures to improve the braking properties of cars equipped with combined systems for monitoring the braking process by installing drive pressure regulators with electromagnetic (radio) control in the front and rear brake circuits that can track the dynamic change of normal loads on wheels of different sides of the car. The aim of the work is to increase the braking efficiency and reduce the braking distance of a car with ABS equipped with a combined tracking system for the braking process. In the braking phase of a car with non-lockable wheels, using a device that responds to changes in their normal reactions, it is possible to realize a greater braking torque on the wheels of the rear axle than in the braking phase with locked wheels, the angular speed of which is monitored by the electronic system. Thus, to improve the braking properties of passenger cars in operating conditions, it is necessary to introduce a device into the design of their brake drives that would be able not only to monitor the phases of the braking process (periods of wheel lock and unlock), but also to change the normal loads on the wheels of the front and / or rear axles. Such a device should track the on-board non-uniformity of normal reactions that occurs*

under various operating conditions, requires a combined or on-board (part of the combined) circuit for connecting the brake drive circuits. In the braking systems of modern cars, the axial, diagonal and combined separation circuits of the brake drive circuits are structurally used. However, only a combined circuit for activating the brake drive circuits is capable of fully realizing the change of the double-sided load of the car, since it essentially provides braking of the car when using circuits that include two front and one of the rear brake mechanisms. To improve the braking properties of passenger cars with ABS, it is proposed to use a combined brake drive, the contours of which are connected to the on-board circuit for connecting the circuits together with two dynamic brake force regulators having electromagnetic (radio) communication with the front suspension elements and an electronic control unit.

**Key words:** automobile, combined brake drive, distribution of braking forces between the sides, electronic system for tracking the braking process.

*Nazarov Olexander* – Ph.D. (Eng) , Associate Professor, Department of Technical Operation and Car Service, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

*Nazarov Ivan* – degree seeker, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

*Shpinda Evgen* – graduate student, e-mail: [z1103mzaq@gmail.com](mailto:z1103mzaq@gmail.com).

**А. И. Назаров  
И. А. Назаров  
Е. М. Шпинда**

## **Повышение эффективности экстренных торможений легковых автомобилей, оборудованных комбинированной системой слежения за процессом торможения**

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В статье предложены меры по улучшению тормозных свойств легковых автомобилей, оборудованных комбинированными системами слежения за процессом торможения путем установки в контуры передних и задних тормозных механизмов регуляторов приводного давления с электромагнитным (радио) управлением, способных отслеживать динамическое изменение нормальных нагрузок на колесах разных бортов автомобиля. Целью работы является повышение эффективности торможения и сокращения тормозного пути легкового автомобиля с ABS, оборудованных комбинированной системой слежения за процессом торможения. В фазе торможения автомобиля с не блокируемыми колесами с помощью устройства, которое реагирует на изменение их нормальных реакций, возможно реализовать на колесах задней оси больший тормозной момент, чем в фазе торможения с заблокированными колесами, угловую скорость которых отслеживает электронная система. Таким образом, для улучшения тормозных свойств легковых автомобилей в эксплуатационных условиях необходимо в конструкцию их тормозных приводов ввести устройство, которое было бы способно не только отслеживать фазы процесса торможения (периоды блокировки и разблокировки колес), но и изменение нормальных нагрузок на колесах передней и / или задней осей. Такое устройство должно отслеживать бортовую неравномерность нормальных реакций, которая возникает при различных эксплуатационных условиях, требует комбинированной или бортовой (части комбинированной) схемы подключения контуров тормозного привода. В тормозных системах современных легковых автомобилей конструктивно применяется осевая, диагональная и комбинированная схема разделения контуров тормозного привода. Однако, только комбинированная схема включения контуров тормозного привода способна реализовать в полной мере смену межбортного нагрузки автомобиля, так как она по своей сути обеспечивает торможение автомобиля при применении контуров, включающих два передних и одно из задних тормозных механизмов. Для улучшения тормозных свойств легковых автомобилей с ABS предлагается использовать комбинированный тормозной привод, контуры которого соединен с бортовой схемой подключения контуров совместно с двумя динамическими регуляторами тормозных сил, имеющих электромагнитный (радио) связь с элементами передней подвески и электронным блоком управления.

**Ключевые слова:** автомобиль, комбинированный тормозной привод, распределение тормозных сил между бортами, электронная система слежения за процессом торможения.

*Назаров Александр Иванович* – канд. техн. наук., доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

*Назаров Иван Александрович* – соискатель, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net).

*Шпинда Евгений Михайлович* – аспирант, e-mail: [z1103mzaq@gmail.com](mailto:z1103mzaq@gmail.com).