

ПОКРАЩЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ, ОБЛАДНАНИХ І НЕ ОБЛАДНАНИХ ЕЛЕКТРОННИМИ СИСТЕМАМИ СЛІДКУВАННЯ ЗА ПРОЦЕСОМ ГАЛЬМУВАННЯ

Запропоновано спосіб підвищення ефективності екстрених гальмувань легкових автомобілів в експлуатаційних умовах шляхом установки в їх гальмівні системи вдосконалених гідравлічних гальмівних приводів, які містять динамічні регулятори гальмівних сил, що забезпечують міжбортовий розподіл гальмівних сил.

Вступ. У зв'язку з прогнозованим зростанням інтенсивності та швидкості руху автомобільного транспорту, а також пропускнуої здатності автомобільних доріг, до забезпечення безпеки дорожнього руху пред'являються підвищені вимоги. Збільшення інтенсивності та швидкості руху транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, не обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок ряду 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 даних експлуатаційних умовах гальмування легкових автомобілів, обладнаних і не обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, за рахунок вдосконалення конструкцій існуючих гальмівних приводів.

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 публікацій і останніх досягнень. Як відомо [1, 2], оціночними показниками гальмівної ефективності експлуатованих легкових автомобілів є величина усталеного максимального уповільнення й величина мінімального гальмівного шляху, яку проходить автомобіль від початку гальмування з певною швидкістю до повної його зупинки.

Встановлено [3], 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 [1, 2], повинен бути, як мінімум в 1,5–2 рази меншим при тих же реалізованих уповільненнях.

Особливо важливу роль відіграють при цьому експлуатаційні умови руху [3].

Приймаючи до уваги [4, 5], що автомобіль виконує екстрене гальмування без блокування коліс, ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями

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

де $z = \frac{j}{g}$ – коефіцієнт гальмування; $\Phi_{\text{е}} = \frac{P_{\text{wx}}}{G_{\text{а}}}$ – аеродинамічний фактор; λ_z – частка вертикальної складової в силі лобового опору.

Нехтуючи аеродинамічним фактором, одержимо

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

За класичною теорією [6] ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля визначається, як

$$\beta_{ид} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}. \quad (3)$$

Порівнюючи одержані вирази (2) і (3), приходимо висновку, що насправді в разі гальмування легкового автомобіля з заблокованими колесами осеві гальмівні моменти створюються силами, прикладеними на меншому плечі, ніж у разі заблокованих коліс.

На підставі розрахункових даних побудовано графічні залежності ідеального коефіцієнта розподілу сил між осями легкового автомобіля Lanos від коефіцієнта гальмування, подані на рис. 1, де крива 1 відповідає гальмуванню без блокування коліс (уточнена теорія), а крива 2 – при всіх заблокованих колесах (класична теорія).

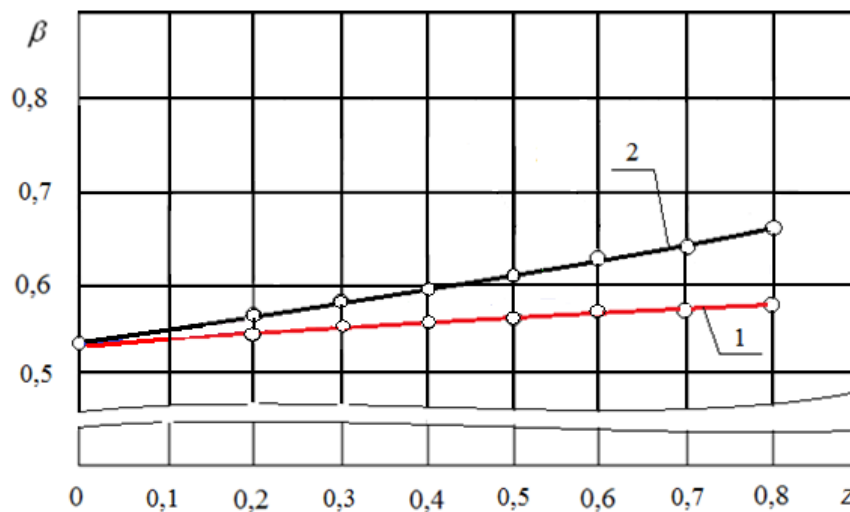


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля Lanos від коефіцієнта гальмування

Аналіз одержаних кривих говорить про те, що за однакових експлуатаційних умов гальмування автомобіля ($z = 0,8$), вибір коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями Lanos у відповідності до уточненої теорії, в порівнянні з класичною, дозволяє збільшити величину гальмівного моменту на колесах задньої осі до 20,5 %.

Із урахуванням дії аеродинамічного фактора ця величина може бути збільшена.

Аналіз гальмувань легкових автомобілів в експлуатаційних умовах показує, що крім фаз гальмування, на динаміку гальмування впливає координація граничних гальмівних сил [7] від зміни нормальних реакцій на колесах різних бортів, що має місце під час руху на дорогах з поперечним ухилом і / або з фіксованим радіусом кривизни, а також по горизонтальній дорозі з подовжнім ухилом при дії бічного вітру [8, 9].

Отже, в фазі гальмування автомобіля з заблокованими колесами за допомогою пристрою, який відслідковує зміну нормальних реакцій, можна реалізувати на колесах задньої осі більший гальмівний момент, ніж в фазі гальмування з заблокованими колесами.

Таким чином, для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів у експлуатаційних умовах необхідно в конструкцію його гальмівного привода включити пристрій, який був би здатний не тільки відслідковувати зміну нормальних навантажень на колесах передньої і/або задньої осей, а й моменти блокування й розблокування коліс.

Крім того, такий пристрій повинен відстежувати бортову нерівномірність нормальних реакцій, що вимагає комбінованої або бортової (частини комбінованої) схеми підключення контурів гальмівного привода (рис. 2).

У більшості випадків в гальмівних системах легкових автомобілів [10] конструктивно

застосовується або осьова, або діагональна схема поділу контурів гальмівного привода.

Однак ні осьова, а ні діагональна схема включення контурів гальмівного привода не здатна реалізувати в повній мірі зміну бортового навантаження автомобіля, так як вони за своєю сутністю забезпечують гальмування автомобіля при застосуванні контурів, що включають або передні, або задні гальмівні механізми – в разі осьової схеми, або один передній лівий/правий і один задній правий/лівий гальмівні механізми – в разі діагональної схеми.

В будь-якому випадку це не дозволяє одночасно забезпечити різні гальмівні сили на їх колесах в експлуатаційних умовах гальмування, коли нормальні реакції на лівому і правому колесах однойменних осей не рівні (див. рис. 2).

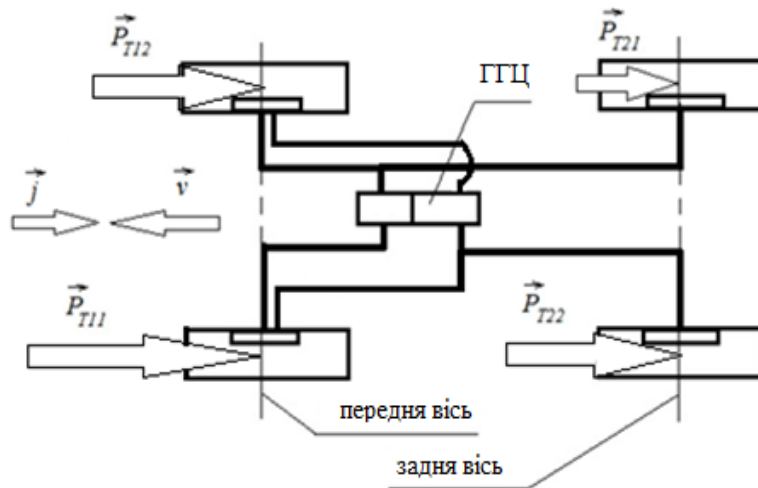


Рис. 2 – Комбінована схема підключення контурів гальмівного привода

На перший погляд через бортову нерівномірність гальмівних сил виникає небезпека втрати курсової стійкості. Однак стабілізуючий момент від бічних реакцій завжди буде спрямований в бік, протилежний збурювальному моменту.

Крім того, стабілізуючий момент, який виникає в площині дороги, буде підвищувати і керованість автомобіля.

За даними теоретичних досліджень [4, 5, 8] для легкового автомобіля Lanos (з повною масою) величина бортової нерівномірності нормальних реакцій при екстрених гальмуваннях з початкової швидкості 8–150 км/год в експлуатаційних умовах 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 %.

Мета і постановка задачі. Метою роботи є поліпшення гальмівних властивостей легкових автомобілів в експлуатаційних умовах вдосконаленням конструкції їх гальмівних приводів.

Підвищення динаміки гальмування легкових автомобілів можливе за рахунок реалізації більших питомих гальмівних сил на колесах задньої осі автомобіля, в початковий момент гальмування, які залежать від зміни нормального навантаження та конструкції використовуваного гальмівного привода.

Математична модель і алгоритм вирішення задачі. Отже, з одного боку, реалізація найбільшої питомої гальмівної сили на одному з бортів автомобіля (наприклад, для Lanos 21–28 %) призведе до підвищення ефективності гальмування автомобіля та підвищення керованості. Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів пропонується

використовувати комбіновану (бортову) схему розподілу контурів гальмівного привода спільно з двома динамічними регуляторами гальмівних сил [11].

Динамічні регулятори гальмівних сил забезпечать автоматичне регулювання приводного тиску в контурах, що з'єднують гальмівні механізми переднього і заднього колеса кожного борту автомобіля (рис. 3).

В принципі роботи розроблених регуляторів тиску [11] закладено спосіб [12] міжбортового розподілу гальмівних сил (рис. 4).

Величина поперечної деформації пружини 4 (див. рис. 3) приймається такою, щоб тиск робочої рідини, що передається від циліндра управління в другу порожнину регулятора, відповідав тиску робочої рідини в магістралі передніх гальмівних механізмів, при якому забезпечується блокування передніх коліс автомобіля при гальмуванні з оптимальним коефіцієнтом зчеплення $\varphi_0 = 0,5$ (точки *N* і *M* перетину кривих ідеального розподілу з прямою *OB* постійного розподілу гальмівних сил автомобіля).

При досягненні тиском робочої рідини в третій порожнині регулятора (див. рис. 3) величини, більшої за ту, яка визначається зусиллям робочої деформації пружини 4 і зусиллям, яке діє на торець диференціального поршня 3 з боку нагнітання, відбувається переміщення диференціального поршня 3 на величину, пропорційну нормальному навантаженню на передньому колесі автомобіля.

Клапан спрацьовування 5 при цьому зміщується праворуч, повністю перекриваючи отвір диференціального поршня 3 та утворюючи першу точку спрацьовування (точка *M*, на кривій ідеального розподілу гальмівних сил між осями автомобіля в *i*-му ваговому стані, див. рис. 4).

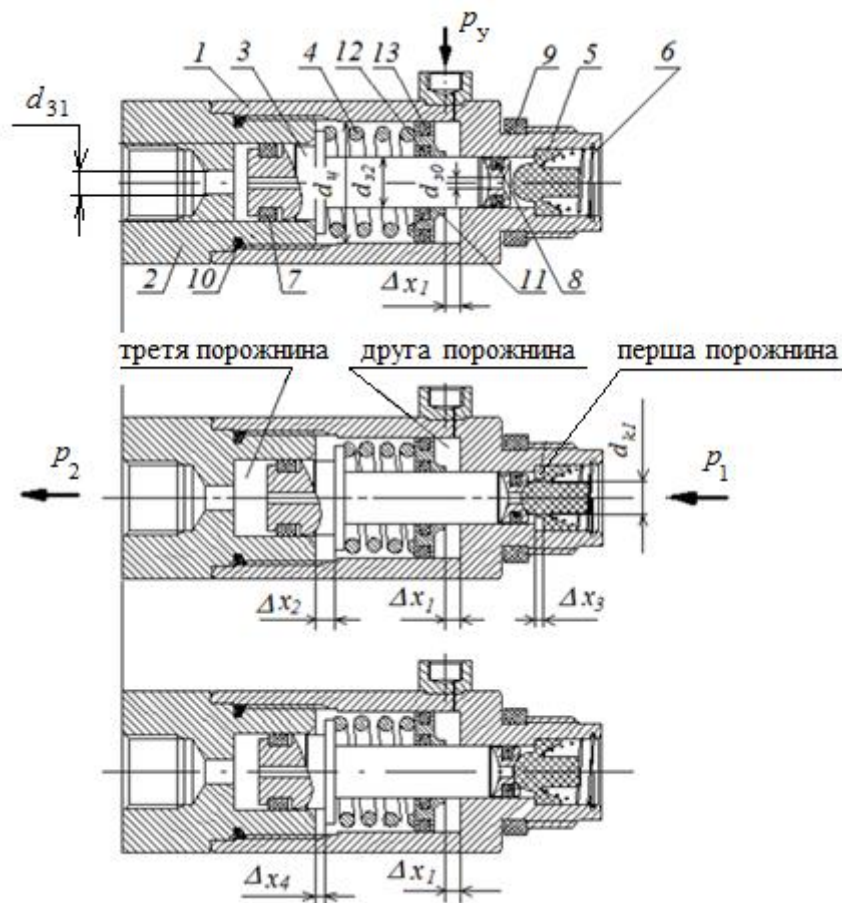


Рис. 3 – Схема динамічного регулятора гальмівних сил [11]

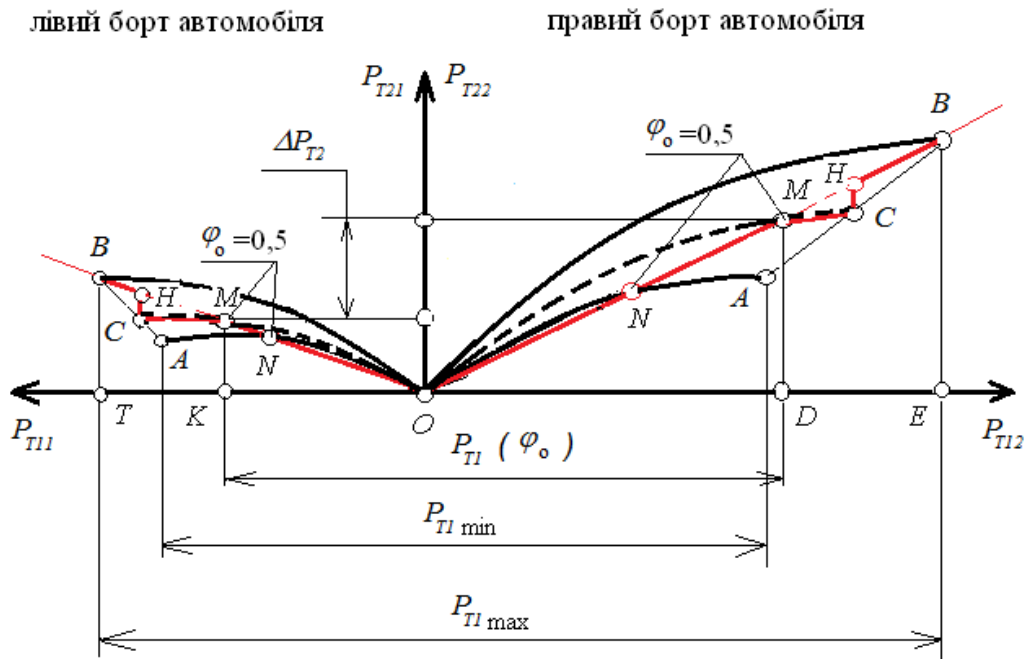


Рис. 4 – Схема міжбортового розподілу гальмівних сил [12]

Зміна тиску на відрізку регулювання MC (див. рис. 4) відбувається відповідно до закону

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{d_{32}^2}{d_{31}^2 - d_{30}^2} + \frac{4}{\pi} \cdot \frac{C_1 \cdot (\Delta x_0 + \Delta x_1 + \Delta x_2) + C_2 \cdot \Delta x_3}{d_{31}^2 - d_{30}^2}, \quad (4)$$

$$p_1 \cdot \left(1 - \frac{d_{32}^2 - d_{31}^2}{d_{31}^2 - d_{30}^2}\right) = p_y \cdot \frac{d_{31}^2}{d_{31}^2 - d_{30}^2}, \quad (5)$$

де p_1 - тиск у магістралі головного гальмівного циліндра; p_2 - тиск у контурах задніх гальмівних механізмів; p_y - тиск керування; C_1, C_2 - жорсткість пружини 4 і 6; Δx_0 - попередня деформація пружини 4; Δx_1 - переміщення поршня керування 3; Δx_2 - робоча деформація пружини 4.

При досягненні максимального значення тиску в третій порожнині регулятора, що визначається зусиллям пружини 6, клапан спрацьовування 5 (див. рис. 3) відкривається, забезпечуючи тим самим постійний розподіл гальмівних сил між осями автомобіля (відрізок NB , див. рис. 4).

Відмінною особливістю способу міжбортового розподілу гальмівних сил від існуючих є те, що він забезпечує одночасну зміну приводного тиску в контурах задніх гальмівних механізмів, як лівого, так і правого коліс, в залежності від зміни нормального навантаження.

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.

Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, обладнаних електронними системами слідкування за процесом гальмування, пропонується також застосовувати комбіновану (бортову) схему розподілу контурів гальмівного привода спільно з двома динамічними регуляторами гальмівних сил із електромагнітним керуванням (рис. 5).

Задача вирішується шляхом того, що у гідравлічному гальмівному приводі легкового автомобілів, який містить систему трубопроводів, гальмівні механізми із встановленими в

них робочими циліндрами, головний гальмівний циліндр (ГГЦ) із встановленими в ньому регуляторами тиску (див. рис. 5) для робочих циліндрів гальмівних механізмів задньої осі, причому кожний регулятор тиску містить диференційний поршень 3, який здійснює подовжні зворотньо-поступальні переміщення під дією електричного сигналу, що надходить до електромагнітної обмотки 11 та регулює приводний тиск у контурах задніх гальмівних механізмів по заявленому способу [12] (див. рис. 4).

Регулятор тиску із електромагнітним керуванням (див. рис. 5), який містить корпус 1 і гайку-штуцер 2 із розташованими в них диференціальним поршнем 3, що реагує на електромагнітну силу, збуджувану струмом у обмотці 11, із циліндричною пружиною 4, клапаном керування 5 із конічною пружиною 6, кільцем ущільнювальних 7 і 8, які відокремлюють порожнини А і Б, та кільце 9 і 10.

При цьому між диференціальним поршнем 1 і клапаном керування 5 утворюється зазор x_1 (див. рис. 5, а). Під дією пружини 4 диференціальний поршень 3 своїм буртом впирається в торець гайки-штуцера 2.

Таке положення диференціального поршня 3 та клапана керування 5 відповідає початковій точці O перетину характеристик ідеального розподілу гальмівних сил OC між колесами лівого і правого бортів автомобіля із i - ваговим станом та прямої OB постійного розподілу (див. рис. 4).

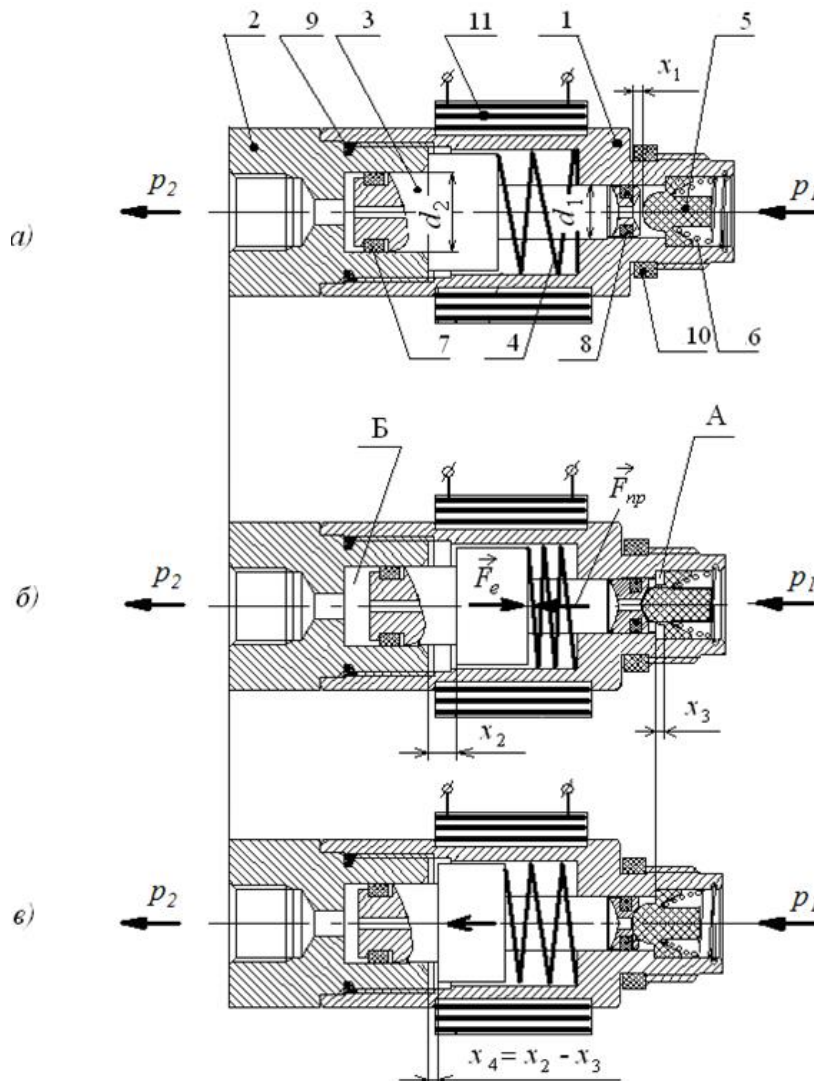


Рис. 5 – Схема регулятора тиску із електромагнітним керуванням
 а) при $p_1 = 0$; б) при $p_1 = p_2$ в) при $p_1 \geq p_2$

При натисканні на гальмівну педаль тиск гальмівної рідини від ГЦЦ передається по каналах і трубопроводах безпосередньо в робочі циліндри гальмівних механізмів передніх коліс, регулятори тиску та в робочі циліндри гальмівних механізмів задніх коліс. Відбувається гальмування легкового автомобіля, що призводить до зміни нормальних навантажень на його колесах. Внаслідок чого нормальні реакції на колесах передньої осі зростають, задньої осі зменшуються.

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 задньому колесі автомобіля.

Під дією електромагнітного поля, яке виникає внаслідок цього (див. рис. 5, б), диференціальний поршень 3 зміщується вправо на величину x_2 , стикаючи 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 $p_1 = p_2$.

Таке положення диференціального поршня 3 та клапана керування 5 відповідає першій точці спрацьовування регулятора (див. рис. 5, б), тобто точці M перетину кривих OC ідеального розподілу гальмівних сил із прямою OB постійного розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля з i -ваговим станом під час виконання екстрених гальмувань у експлуатаційних умовах (див. рис. 4).

При подальшому натисканні гальмівної педалі тиск p_2 , який створюється в порожнині Б регулятора (у контурах задніх 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. 5, в) переміщується вліво разом із клапаном керування 5 на величину x_3 (хід регулювання тиску) до упору в бурт корпусу 1, утворюючи зазор x_4 із торцем гайки-штуцера 2 та змінюючи тиск в контурах задніх гальмівних механізмів.

Закономірність наростання тиску робочої рідини в робочих циліндрах кожного заднього гальмівного механізму при цьому характеризується відрізком MC (див. рис. 4), яка відповідає наступній залежності

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 - \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_e - F_{np}}{d_2^2}, \quad (6)$$

де p_1 – тиск в магістралі головного гальмівного циліндру; d_1 – діаметр диференціального поршня 3 з боку порожнини А регулятора тиску (див. рис. 5, а); d_2 – діаметр диференціального поршня 3 з боку порожнини Б регулятора (див. рис. 5, а); F_e – сила електромагнітного поля, що діє диференціальний поршень 3 (див. рис. 5, а); F_{np} – сила пружини 4 (див. рис. 5, а).

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.

Таке положення диференціального поршня 3 та клапана керування 5 відповідає другій точці спрацьовування регулятора, тобто точці C перетину прямих MC з кривими OC ідеального розподілу гальмівних сил легкового автомобіля з i -ваговим станом під час

виконання екстрених гальмувань у експлуатаційних умовах, забезпечуючи існуючий постійний розподіл гальмівних сил (пряма *НВ*, див. рис. 4).

Під час розгальмування системи тиск робочої рідини в порожнинах А і Б регуляторів та у контурах задніх гальмівних механізмів зменшується до нуля (див. рис. 5, а). 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.

Запропонований гальмівний привод дозволяє підвищити ефективність як екстрених, так і службових гальмувань легкових автомобілів із різним ваговим станом у різних експлуатаційних умовах.

Оцінка результатів теоретичних досліджень. Для відносної оцінки мінімальної зміни гальмівних властивостей легкових автомобілів Lanos, які загальмовувались на рівній горизонтальній дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям, приймалися показники відносного збільшення уповільнення δ_j та відносного зменшення гальмівного шляху δ_{ST} , розрахункові значення яких зведено до табл. 1.

Таблиця 1 – Зміна уповільнення та гальмівного шляху

Автомобіль	Маса, кг	Показники відносної зміни, %			
		Початкова швидкість гальмування, км/год			
		80	100	130	150
Lanos	споряджена (1096)	4,33/1,72	6,36/2,73	10,31/4,72	11,31/5,95
	повна (1595)	2,67/12,1	5,63/12,8	7,67/13,9	20,64/15,05

Примітка. У чисельнику вказано значення δ_j , в знаменнику – δ_{ST} .

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

При початкових швидкостях гальмування менших за 80 км/год для таких легкових автомобілів (з коефіцієнтом обтічності кузова $\leq 0,35 \text{ кг/м}^3$) відносна різниця між розрахунковими значеннями параметрів гальмування, які визначаються за класичними і одержаними залежностями, становить менше 6% (в табл. 1 умовно не приводяться).

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 граничного уповільнення, в порівнянні з класичним підходом, збільшується на 6,36 % ($0,53 \text{ м/с}^2$), гальмівний шлях при цьому зменшується на 2,73 % (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 знижується на 12,8 % (12,13 м).

При загальмовуванні легкових автомобілів Lanos зі спорядженою масою (див. табл. 1) у таких умовах при початковій швидкості 130 км/год величина граничного уповільнення, в порівнянні з класичним підходом, збільшується на 10,31 % ($1,03 \text{ м/с}^2$), гальмівний шлях при цьому 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 мінімального значення 15,05% (14,65 м).

Однак при подальшому збільшенні початкової швидкості гальмування легкових автомобілів Lanos має місце зворотній ефект, що пояснюється значним розвантаженням коліс передньої осі, вичерпанням граничного можливого значення гальмівної сили на колесах задньої осі та зниженням коефіцієнта зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги внаслідок збільшення швидкості руху і зростання нормальної реакції на задній осі.

Отже, зі збільшенням початкової швидкості гальмування значення граничного гальмівного шляху знижуються при зростаючих уповільненнях, що пояснюється урахуванням фаз процесу гальмування й впливом аеродинамічного фактора. Але є межі, за яких такий гальмівний привод може ефективно працювати. Так, для автомобілів Lanos це 80–150 км/год.

Висновки. Для покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, гальмівні системи яких обладнані й не обладнані електронними системами слідкування за процесом гальмування, слід використовувати більш дешеві та ефективні гідравлічні пристрої, що забезпечують міжбортовий розподіл гальмівних сил, здатні більш повно реалізовувати питому гальмівну силу на кожному борту автомобіля за рахунок врахування експлуатаційних умов і фаз процесу гальмування автомобіля та аеродинамічного фактора. При цьому слід застосовувати комбіновану або бортову схему з'єднання контурів гальмівного привода.

Одержані теоретичні дані підтверджують потенційну можливість підвищення ефективності екстрених гальмувань легкових автомобілів Lanos, обладнаних розробленим гальмівним приводом. При початковій швидкості гальмування 80 км/год, реалізується усталене уповільнення на 2,67–4,33 % більше, а гальмівний шлях на 1,72–12,1 % менший, ніж для автомобілів Lanos базової комплектації. Тоді, як при початковій швидкості гальмування 150 км/год, величина реалізованого уповільнення може бути збільшена на 11,31–20,64 %, а гальмівного шляху при цьому скорочена на 5,95–15,05 %.

Однак є межі, за яких такий гальмівний привод може ефективно працювати. Так, для автомобілів Lanos це 80–150 км/год.

Список літературних джерел

1. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. – [Чинний від 01.07.2005]. – Офіц. вид. – (Державний стандарт України).

2. 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).

3. Ярещенко Н. В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н. В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.

4. Назаров И. А. Снижение предельного тормозного пути двухосных автотранспортных средств в эксплуатационных условиях как способ повышения безопасности дорожного движения / Назаров И. А., Назаров В. И., Назаров А. И. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015. – Т.2. – Вып. 2(3). – С. 679-685.

5. Назаров І. О. Підвищення динаміки екстрених гальмувань легкових автомобілів, не обладнаних АБС, вдосконаленням гальмівного привода [Електронний ресурс] / І. О. Назаров, О. І. Назаров, В. І. Назаров // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Всеукраїнська науково-технічна Інтернет-конференція молодих учених

та студентів: Праці / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – Режим доступу: konf.nadobko.com/15_2/3.html. – Дата публікації : 20 березня 2017. – Назва з екрана.

6. Вопросы динамики торможения и теория рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б. Б., Гудз Г. С., Демьянюк В. А. и др.]. – Львов: Выща школа, 1974. – 234 с.

7. M. Shang Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC 10). – vol. 4. – pp. 411–416. – Shenyang, China. – 2010.

8. Назаров И. А. Обеспечение безопасности движения двухосных транспортных средств при выполнении экстренных торможений в эксплуатационных условиях / Назаров И. А., Назаров В. И., Назаров А. И. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – Воронеж : ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015. – Т.2. – Вып. 2. – С. 218-222.

9. Назаров И. А. Повышение тормозных свойств легковых автомобилей, оборудованных гидравлическим тормозным приводом, обеспечивающим бортовое распределение тормозной силы / И. А. Назаров, В. И. Назаров, А. И. Назаров // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – Воронеж : ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2016. – Т. 3. – Вып. 1(4). – С. 342-347.

10. Булавкин А. С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов: дисс. ... к.т.н. : 05.05.03/ Булавкин Александр Сергеевич. – Харьков, 1984. – 214 с.

11. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М. А., Назаров В. І., Назаров О. І., Назаров І. О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12. 2012, Бюл. №24.

12. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М. А., Назаров В. І., Назаров О. І., Назаров І. О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.

Назаров Іван Олександрович – аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет