

ПОКРАЩЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ, НЕ ОБЛАДНАНИХ АБС, ШЛЯХОМ ВИРІВНЮВАННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕННЯ ГАЛЬМ ПЕРЕДНЬОЇ ТА ЗАДНЬОЇ ОСЕЙ

Нижник Максим Олександрович, ст. гр. Ам-17-21, магістр
s2000sv@gmail.com

Міщенко Сергій Володимирович, ст. гр. АМ-17-21, магістр
sergmishchenko@ukr.net

Вступ. Різке збільшення кількості легкових автомобілів на магістральних автодорогах України та зростання швидкості руху спричинює собою необхідність забезпечення безпеки використання, особливо під час виконання циклічних службових і екстрених гальмувань у експлуатаційних умовах [1].

Більшість досліджень [2–5] динаміки гальмування автотранспортних засобів присвячена одиночним екстреним гальмуванням. Розглядаються також питання досягнення максимальної ефективності гальмування без врахування впливу енергонавантаження гальм.

Таким чином, дослідження гальмівних властивостей легкових автомобілів під час екстрених гальмувань на ділянках автомобільної дороги є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Аналіз літературних джерел [5–8] показує, що одним з дієвих, але недостатньо використовуваних в нинішній час резервів підвищення ефективності гальмування легкового автомобіля, не обладнаного АБС, є застосування регуляторів гальмівних сил, що наближають коефіцієнт пропорційності між гальмівними силами і нормальними реакціями, діючими на колесах, до коефіцієнта зчеплення між шинами і опорною поверхнею.

При достатній величині приводного тиску одним з основних факторів, який обмежує відновлення повної реалізації сил зчеплення коліс з дорогою, є передчасне блокування коліс однією з осей, як правило, задньої осі, та, як слідство, – зниження ефективності гальмування та небезпека порушення керованості автомобіля [4, 5].

Крім того, блокування коліс також може статися, якщо на колесо, попередньо загальмоване, починає діяти збільшувана бічна сила [9]. Зростання поперечної сили викличе збільшення відносного бокового ковзання і кута бокового уводу до критичного значення, після чого починається інтенсивне уповільнення обертання колеса.

Відомо [10], що для забезпечення керованості автомобіля при гальмуванні необхідно створювати умови для випереджаючого блокування передніх коліс при всіх навантажувальних і дорожніх умовах.

Для автомобілів категорії М1 міжнародним і національним стандартами [10, 11] рекомендовано виконувати умову випереджального блокування передніх коліс при коефіцієнтах зчеплення, що змінюються в діапазоні 0,15 – 0,8.

Існуючий постійний розподіл гальмівних сил між осями легкових автомобілів призводить до того, що передні гальма поглинають до 80% кінетичної енергії автомобіля, розсіюваної при гальмуванні [12]. Крім того, використання дискових гальм на передніх колесах, а барабанних — на задніх [5, 6], призводить до ще більшого збільшення енергонавантаження передніх гальмівних механізмів, які, маючи меншу масу, нагріваються більш інтенсивно. Це призводить до підвищеного термонавантаження спряжених деталей «ротор–колодка» та втрати ефективності екстрених гальмувань.

Відмінність енергонавантаження гальмівних механізмів обумовлено не тільки їх конструктивними параметрами, але і функціональними особливостями роботи різнотипних гальм, об'єднаних в загальну гальмівну систему [15] і керованих без обліку цих особливостей [6, 14].

Управління гальмами за допомогою гідравлічного привода зі змінним передаточним відношенням [16], в основу якого покладено принцип розрізнення енергії, яка підводиться до гальмівних механізмів у початковий і кінцевий період гальмування, переслідувало швидше мету зниження зусилля на гальмівній педалі і зменшення часу спрацьовування барабанних гальмівних механізмів, ніж вирівнювання енергонавантаження різнотипних гальм передньої та задньої осей.

Збереження функціональних якостей гальм можливе при відносно невисоких теплових навантаженнях [13, 14], оскільки ступінь нагріву гальмівного ротора залежить від енергонавантаження гальм і вирішує стабільність, ефективність і зносостійкість фрикційної пари [18, 19]. Крім того, наявність значних температурних градієнтів в гальмівному диску або барабані обумовлює появу термічних навантажень, величина яких може перевищувати механічні напружки в 2,5–3 рази [17] і призводити до руйнування.

За даними досліджень [6, 13, 14, 17] встановлено, що температура барабанних гальм зазвичай не перевищує 250 °С, то нагрів дискових гальм досягає 400 - 500 °С, а в дуже важких умовах експлуатації 600 – 650 °С. При нагріванні гальмівних механізмів вище 250 °С помітно знижується коефіцієнт тертя фрикційної пари, що погіршує гальмові властивості легкових автомобілів.

Аналіз режимів роботи гальмівних механізмів легкових автомобілів у експлуатації дозволяє допустити, що значний вплив на енергонавантаження передніх гальм надає нездатність гальмівних механізмів задньої осі ефективно реалізувати керуючі впливи і збільшувати частку кінетичної енергії автомобіля, яка перетворюється в

тепло, що особливо яскраво відображено під час екстремальних гальмувань.

В результаті аналізу літературних джерел [1–19] встановлено, що:

- більш висока ефективність гальмувань легкових автомобілів у процесі експлуатації призводить до перевищення енергонавантаження гальм та, як наслідок, – до надмірного нагріву спряжених деталей «ротор–колодка»;

- гальмові властивості легкового автомобіля в більшості випадків залежать від стабільності гальмівного моменту, створюваного гальмівними механізмами обох осей, який у свою чергу залежить від сили тертя, створюваної між спряженими поверхнями тертя, залежної від швидкості ковзання, яка обумовлює їх температурний режим, який характеризується типом застосовуваних гальм і розподілом гальмівних сил між осями автомобіля;

- перевищення енергонавантаження гальм викликає температурні деформації спряжених деталей, що різко впливає на якість прилягання фрикційних поверхонь спряжених деталей ротор–колодка та, як наслідок, на ефективність гальмувань.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою дослідження є покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, не обладнаних АБС, шляхом вирівнювання енергонавантаження гальм передньої та задньої осей при циклічних екстремних гальмуваннях в процесі експлуатації.

Математична модель та алгоритм рішення задачі.

Навантажувальні умови визначаються станом завантаження автомобіля, його загальною вагою і положенням центру мас (рис. 1).

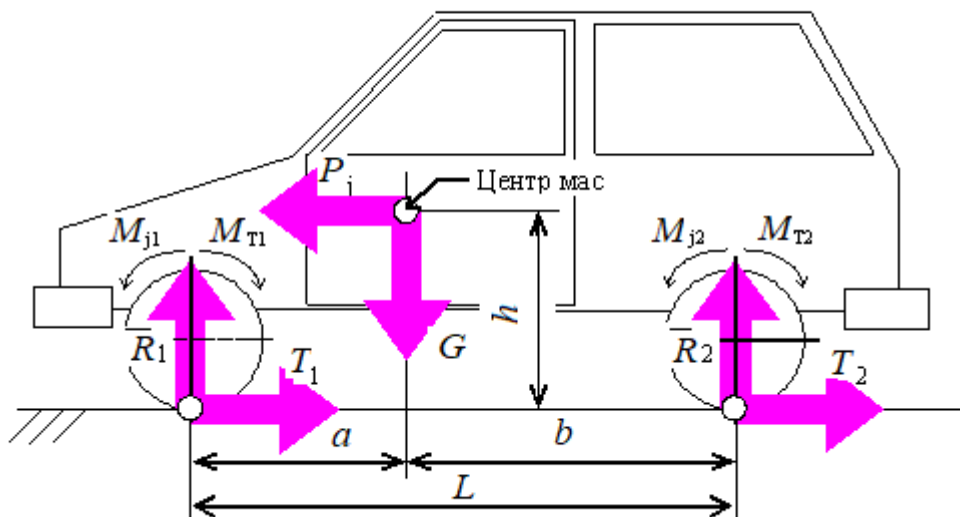


Рис. 1. Схема сил і моментів, діючих на автомобіль при гальмуванні без блокування коліс

Для створення умов одночасного найбільшого нагріву спряжених поверхонь тертя гальм передньої та задньої осей слід унеможливити блокування коліс до повної зупинки автомобіля. Це можливо при відповідному максимальному коефіцієнті використання зчіпної ваги автомобіля при гальмуванні, який залежить від коефіцієнта ідеального розподілу гальмівних сил між осями [2–4]

$$\beta_o = \frac{b + \varphi_o \cdot h}{L}, \quad (1)$$

де b - відстань від задньої осі до проекції центра мас на опорну поверхню;

h - висота центра мас;

L - подовжня колісна база автомобіля;

φ_o - оптимальний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Гредескул А.Б. [3] пропонує для одиночного легкового автомобіля вибирати φ_o з умови рівності коефіцієнтів використання зчіпної ваги при мінімальному (0,15) і максимальному (0,8) значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою

$$\varphi_o = \frac{a \cdot \varphi_{\min} + b \cdot \varphi_{\max}}{L}. \quad (2)$$

Для повного використання зчіпної ваги автомобіля при гальмуванні необхідно створювати на колесах гальмівні сили рівні граничним силам зчеплення. Ці гальмівні сили на передніх і задніх осях визначаються за формулами [3]

$$T_1 = G \cdot \varphi \cdot \beta_o = G \cdot \varphi \cdot \frac{b + \varphi_o \cdot h}{L}, \quad (3)$$

$$T_2 = G \cdot \varphi \cdot (1 - \beta_o) = G \cdot \varphi \cdot \frac{a - \varphi_o \cdot h}{L}, \quad (4)$$

де G – вага автомобіля;

a – відстань від передньої осі до проекції центру мас на опорну поверхню.

Обґрунтування одержаних результатів. Розрахункові значення параметрів, вихідні вагові та компоновальні дані автомобіля Lanos з частковим і повним завантаженням наведено у табл.1.

Аналіз одержаних розрахункових даних легкового автомобіля Lanos показує, що у разі спорядженої маси ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил змінюється в більш широких межах 0,669–0,815, тоді, як при повному завантаженні 0,582–0,730. При цьому постійний коефіцієнт розподілу гальмівних сил становить 0,76. Сумарна гальмівна сила 6992 Н забезпечує уповільнення 6,38 м/с² автомобіля в спорядженому стані, а 9016 Н – 5,65 м/с², що на 11,4% менше.

Якщо понизити коефіцієнт розподілу гальмових сил, то це приведе

до вирівнювання вповільнень та енергонавантаження гальм передньої осі та задньої осей.

Таблиця 1

Розрахункові параметри автомобіля Lanos та його гальмівної системи

Загрузка автомобіля	Параме три	Коефіцієнт зчеплення φ						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Споряджена маса 1096 кг	a , м	0,959						
	b , м	1,561						
	h , м	0,561						
	L , м	2,520						
	G , Н	10960						
	β_0	0,669	0,693	0,717	0,742	0,766	0,790	0,815
	T_1 , Н	1169	1817	2507	3241	4017	4835	5690
	T_2 , Н	579	805	989	1129	1227	1283	1296
	T_{Σ} , Н	1748	2622	3496	4370	5244	6118	6992
Повна маса 1595 кг	a , м	1,185						
	b , м	1,335						
	h , м	0,471						
	L , м	2,540						
	G , Н	15950						
	β_0	0,582	0,607	0,631	0,656	0,681	0,705	0,730
	T_1 , Н	1313	2052	2847	3697	4602	5563	6579
	T_2 , Н	941	1329	1661	1938	2160	2326	2437
	T_{Σ} , Н	2254	3381	4508	5635	6762	7889	9016

Висновки

1. Покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів, не обладнаних АБС, є можливим за рахунок вирівнювання енергонавантаження гальм передньої й задньої осей при зменшенні коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями.

Література

1. *Яреценко Н.В.* Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Яреценко. – Харків, 1999. – 16 с. 2. *Генбом Б.Б., Демьянюк В.А.* Влияние распределения суммарной тормозной силы и его регулирования на параметры движения автомобиля при торможении. Труды ГСКБ по автобусам. – Львов, 1970. – с. 59-67. 3. *Гредескул А.Б., Булгаков Н.А., Ломака С.И.* Исследование динамики торможения автомобиля. Харьков: ХГУ, 1966. – 36 с.

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів