

## Література

1. Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О. (2009). Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): монографія. Харків: ХНАДУ, 344 с.
2. Мармут І.А. (2018). Математичні моделі стендової діагностики гальмівних систем автомобілів. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. Луцьк, 2(11), 90-96.
3. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Київ, Держспоживстандарт України, 2011. 28 с. (Національні стандарти України).
4. Кучерук І.М., Горбачук І.Т. (1999). Загальний курс фізики: Т.1.: Механіка. Молекулярна фізика і термодинаміка. Київ: Техніка, 269 с.

*Науковий консультант: Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доц. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.*

Рудінчук Михайло ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

Курсова стійкість автомобіля є одним з найбільш важливих показників, що визначають безпеку руху. Аналіз статистики дорожньо-транспортних пригод [1] показав, що значна їх частина відбувається внаслідок втрати автомобілем курсової стійкості.

Існуючий метод оцінки курсової стійкості автомобіля не дозволяє проводити аналіз на стадії проектування впливу положення центру мас, розподілу гальмівних сил між осями автомобіля на показники курсової його стійкості. Крім того, в джерелах відсутні рекомендації щодо розрахунку на стадії проектування величини радіуса інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що має найбільший вплив на показники курсової стійкості [2, 3], отриманої на підставі аналізу на стійкість диференціальних рівнянь руху

$$V = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{R_{z1}}{K_{y\theta 1}} - \frac{R_{z2}}{K_{y\theta 2}}}}, \quad (1)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$L$  – колісна база автомобіля;

$R_{z1}, R_{z2}$  – вертикальні реакції на колесах передньої та задньої осей відповідно;

$K_{y\theta 1}, K_{y\theta 2}$  – коефіцієнт відведення передньої та задньої осей.

Важливим результатом проведених теоретичних і експериментальних досліджень стало визначення впливу черговості блокування коліс на стійкість, керованість і ефективність гальмування [4, 5].

Показано, що при випереджаючому блокуванні задніх коліс рух автомобіля нестійкий, а при випереджаючому блокуванні передніх – автомобіль зберігає прямолінійність траєкторії свого руху, але втрачає керованість. При одночасному блокуванні коліс рух менш стійкий, ніж у випадку випереджаючого блокування передніх коліс, але занос розвивається менш інтенсивно в порівнянні з випадком випереджаючого блокування задніх коліс [4, 5].

В теперішній час, для збереження курсової стійкості, є використання на автомобілях таких комплексних автоматичних систем активної безпеки як антиблокувальна система гальмування (ABS), підсилювач екстреного гальмування, система контролю тягового зусилля (TRC), електронна система розподілу гальмового зусилля (EBD), система курсової стійкості (VSC), система контролю тиску в шинах (TPWS), гальмівна система з електронним управлінням (ECB), електричний підсилювач рульового управління (EPS), інтегрована система управління динамічними характеристиками автомобіля (VDIM) [6].

Отримати одночасне блокування передніх і задніх коліс можна в разі забезпечення коефіцієнта ідеального розподілу гальмівної сили на передню вісь відповідно до залежності [8]

$$\beta_{ud} = \frac{b + \varphi \cdot h}{L}. \quad (1)$$

У роботі [5] на фізичній моделі автомобіля експериментально встановлено, що наближення центру мас до задньої осі підвищує його стійкість проти бічного заносу. Зменшення колії автомобіля при тому ж значенні подовжньої бази дещо знижує бічну стійкість.

Для випадку руху на повороті збільшення радіуса інерції  $i_z$  призводить до поліпшення бічної стійкості задньої осі.

Відзначається також, що при зміні  $\frac{a}{b}$  від 0,8 до 1,5 відбувається зменшення гальмівного шляху, що пояснюється близьким розташуванням центру мас до задньої осі і підвищенням стійкості руху.

На підставі проведених досліджень рекомендується співвідношення  $\frac{a}{b} = 1,5 - 1,8$ , зниження висоти центру мас автомобіля і зменшення співвідношення колії до бази.

Гальмовою системою автомобіля називається сукупність пристроїв, призначених для здійснення гальмування.

У свою чергу, сукупність гальмових систем доцільно назвати гальмовим управлінням.

Повна структурна схема гальмового управління сучасного автомобіля показана на рис. 1 [4].

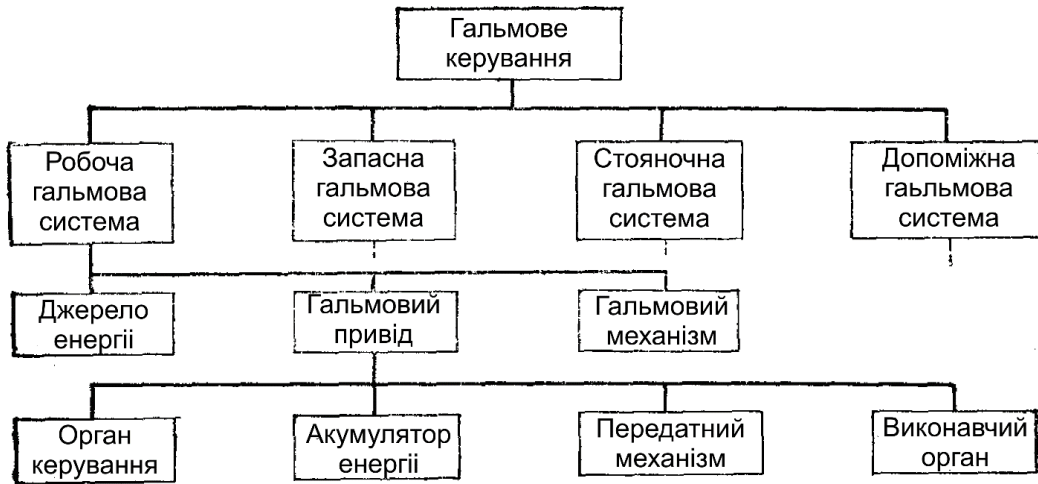


Рисунок 1 - Структурна схема гальмової системи автомобіля

При проектуванні нових автомобілів виконання нормативів ефективності гальмування запасною гальмівною системою можна забезпечити при раціональному виборі схеми поділу контурів гальмівного приводу.

Рекомендації щодо вибору раціональної схеми поділу контурів, що забезпечує виконання нормативних вимог щодо ефективності гальмування, запропоновані в роботі [7].

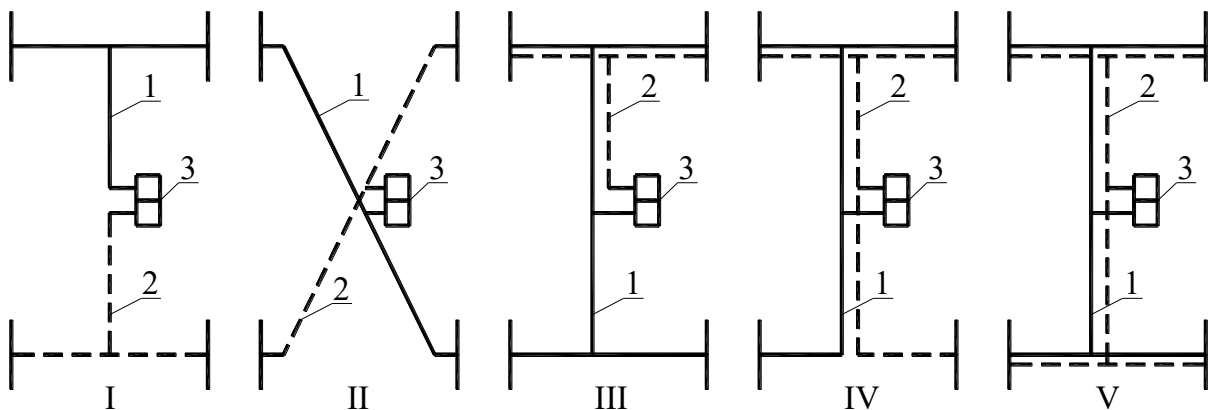
Поділ гальмівного приводу легкових автомобілів на два незалежні контури є обов'язковою вимогою безпеки.

Сьогодні відомі п'ять основних схем поділу контурів гальмівного приводу (рис. 2).

Схема I знайшла переважне застосування на легкових автомобілях 2 класу класичної та задньомоторної компоновок.

Діагональна схема II - на передньопривідних автомобілях. Схема III - на повнопривідних легкових автомобілях.

Схеми IV та V застосовуються на легкових автомобілях 4-5 класу.



1 – перший контур; 2 – другий контур;  
3 – головний гальмівний циліндр (кран керування)

## Рисунок 2 - Основні схеми поділу контурів гальмівного приводу легкових автомобілях

Вибір схеми поділу контурів визначається положенням центру мас автомобіля та нормативами ефективності гальмування запасною гальмівною системою.

Вага, що припадає на гальмівні колеса, повинна забезпечувати реалізацію загальної гальмівної сили, що створює уповільнення  $j_{уст}$  не нижче нормативної величини  $[j_{уст}]$ .

Аналіз схем показує, що для легкових автомобілів передньопривідного компоновання застосування схеми I неможливо, оскільки з 1983 гальмування заднім контуром не забезпечує необхідної ефективності гальмування.

Діагональна схема поділу контурів (схема II) може ефективно використовуватися для автомобілів зазначеного компоновання до 2028 року.

Схема III на передньопривідних автомобілях буде ефективна до 2126, схеми IV і V мають високий ресурс (по відношенню до морального зносу) для всіх компоновок легкових автомобілів.

На автомобілях класичного компоновання з 2002 року не можна застосовувати осьову схему поділу контурів (схему I). А схеми II та III можна застосовувати до 2028 року та 2069 року відповідно.

На автомобілях задньомоторного компоновання застосування схем I, II та III можливе до 2024, 2028, 2035 років відповідно.

Таким чином, найбільш перспективним для застосування на проєктованих легкових автомобілях є схеми IV і V.

При застосуванні на повнопривідних автомобілів схем I і III можна підвищити ефективність гальмування запасною гальмівною системою, застосовуючи блокування міжосьового диференціала.

Для передньопривідних автомобілів можливе застосування на передній осі блокування міжколісного диференціала, що дозволяє отримати ефективність гальмування запасною гальмівною системою, рівну ефективності гальмування при використанні схеми IV.

Блокування диференціала заднього моста автомобіля класичної та задньомоторної компоновок дозволяє отримати рівну ефективність гальмування запасною гальмівною системою при схемах IV і V.

Проведений аналіз показав, що найбільш перспективними схемами є схеми з повним дублюванням приводу на всі колеса та з повним дублюванням приводу на передні колеса з включенням до кожного контуру одного з задніх коліс.

Застосування зазначених схем дозволить на тривалий період забезпечити виконання нормативних вимог, як щодо ефективності аварійного гальмування, так і за стійкістю легкових автомобілів.

### Література

1. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник / В.П. Волков. Харків: ХНАДУ, 2003. 292 с. 2. Питання динаміки

гальмування і теорії робочих процесів гальмових систем автомобілів / Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А. Дем'янюк і ін. Львів: Вища школа, 1974. 234 с. 3. Гредескул А.Б. Дослідження процесу блокування автомобільного колеса, що гальмується: Научне сполучення №19. Харків, Вид-во ХДУ, 1963. 28 с. 4. Единообразні приписи, що торкаються офіційного затвердження транспортних засобів в відношенні гальмування. Правила ЄЕК ООН №13: Вид-во ООН, 1973. 41 с. 5. Забезпечення стабільності гальмових властивостей автотранспортних засобів / В.П. Волков. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003. 306 с. 6. Ретроспективний аналіз вимог, подань до ефективності гальмування / В.П. Волков // Автошляховик України. (К.: 2002. №2 (168)). 7. Оцінка перспективи використання різних схем розподілу контурів гальмового приводу легкових автомобілів / В.П. Волков, В.М. Єфимчук // Вісник НТУ «ХП». Харків: НТУ «ХП». 2002. №10. с.109-116.

*Науковий консультант: Волков Володимир Петрович, д.т.н, проф. каф. ІСАТ Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

Сазонов Ренат Владиславович, ст. гр. А-46-22, Ісаєв Станіслав Юрійович, А-52-25, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ПЕРСПЕКТИВА ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ**

**Вступ.** Використання альтернативних джерел енергії (АДЕ) в Україні перейшло від концептуальних планів до етапу форсованого впровадження. За прогнозами на 2026 рік, відновлювана енергетика стає ключовим інструментом енергетичної незалежності та децентралізації енергосистеми. Основні напрями розвитку є сонячна енергетика (СЕС), вітроенергетика (ВЕС), біоенергетика та геотермальна енергія [1].

Перехід на альтернативні джерела енергії на автомобільному транспорті обумовлено зростанням екологічних стандартів та економічною вигодою. Основними векторами розвитку є електрифікація, використання біопалива та водневі технології.

Найпопулярніший варіант в Україні є застосування газу у якості палива. Пропан-бутан або метан дешевші за бензин зазвичай у 1,5–2 рази. Навіть з урахуванням того, що витрата газу на 10–15 % більша, загальна економія на кожному кілометрі залишається суттєвою. Окупність установки залежить від пробігу (зазвичай 10–15 тис. км). Газ має високе октанове число (близько 105–110), що виключає детонацію та забезпечує м'якшу роботу двигуна. На відміну від бензину, газ не змиває масляну плівку зі стінок циліндрів і не розріджує мастило в картері, що подовжує термін його служби та зменшує знос деталей. Газ не містить домішок сірки, тому на свічках запалювання та поршнях майже не утворюється нагар. Газове паливо значно екологічніше. Витрати вуглекислого газу та оксидів азоту нижчі, а викиди твердих частинок (сажі), характерні для дизеля, практично відсутні. Наявність двох паливних систем (газ