

Волков В.П.¹, Грицук І.В.², Онищук В.П.³, Таран І.О.⁴, Волкова Т.В.¹
¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
² Херсонська державна морська академія,
³ Луцький національний технічний університет
⁴ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

ОЦІНКА СТАБІЛЬНОСТІ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЛЬМОВОГО УПРАВЛІННЯ АВТОМОБІЛІВ

Метою дослідження є оцінка показників стабільності гальмівного управління ТЗ. Стаття присвячена дослідженню впливу елементів гальмівного керування легкових автомобілів на стабільність їх гальмівних властивостей. Виконано аналіз впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі автомобілів на відхилення розподілу гальмівних сил між осями свого розрахункового значення. При оцінці похибки регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобілів враховувалися три компоненти: теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної), похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх обумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей. Нестабільність гальмівних моментів на передніх та задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але й зниження ефективності гальмування автомобілів в умовах експлуатації.

Запропоновано метод, який дозволяє проводити оцінку якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобіля з урахуванням нестабільності гальмівних сил на колесах.

Ключові слова: автомобіль, транспортні засоби, характеристика, стабільність, гальмівне керування, гальмівні властивості, гальмівний механізм, коефіцієнт тертя, розподіл гальмівних сил.

ВСТУП

Стабільність гальмівних властивостей протягом усього періоду експлуатації забезпечує необхідний технічний рівень конкурентоспроможності транспортних засобів (ТЗ, автомобілів). Відповідність цих властивостей вимогам, що висуваються, можна забезпечити при прогнозуванні на стадії проектування розвитку вимог до гальмівних властивостей як нових ТЗ, так і ТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Параметри, що визначають стабільність показників ефективності гальмування. ТЗ повинні забезпечувати необхідні показники гальмівних властивостей не тільки на початку, але й протягом усього періоду експлуатації, при будь-якому поєднанні зовнішніх впливів та внутрішніх обурень у гальмівному управлінні.

Внутрішні зміни (обурення) у гальмівному управлінні можуть бути оборотними і необоротними, а також – усунутими в результаті технічного обслуговування або ремонту. До оборотних змін, що впливають на ефективність гальмування ТЗ, відноситься зміна коефіцієнта тертя гальмівних пар [1, 2, 3, 4]. Це пов'язано з нагріванням фрикційних пар в результаті інтенсивних, частих або тривалих гальмування, а також – попадання вологи і бруду. Оцінку здатності гальмівного управління адаптуватися до зазначених змін проводять при гальмівних випробуваннях [4]. Оцінку ефективності гальмування при нагрітих гальмах здійснюють у процесі випробувань тип I та II. Крім того, передбачено спеціальний етап випробувань – визначення термонавантаженості і ефективності охолодження гальмівних механізмів ТЗ. У стандарті [4] передбачено також етап випробувань, що полягає у визначенні залишкової ефективності та відновлюваності «мокрих» гальмівних механізмів ТЗ. До необоротних змін, що впливають на ефективність гальмування, відносяться зміна властивостей робочого тіла (рідини або повітря), що використовуються в гальмівному приводі. Ці зміни впливають збільшення часу спрацьовування гальмівного приводу, зниження приводного тиску і гальмівних моментів на колесах. Зменшення передавальної функції гальмівного приводу може бути викликане утворенням пробок, відкладень або вм'ятин на внутрішніх поверхнях трубопроводів. Для пневматичного гальмівного приводу становить небезпеку утворення конденсату.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Критеріями оцінки ефективності гальмування відповідно до стандарту [4] є гальмівний шлях S_T і середнє уповільнення $j_{уст}$. Гальмівний шлях, дозволяє судити про гальмівну систему ТЗ в цілому, і уповільнення, що характеризує гальмівні механізми - найбільш нестабільні елементи гальмівної системи.

Гальмівний шлях ТЗ залежить як від початкової швидкості гальмування та дорожніх умов, так і від тривалості динамічної стадії процесу гальмування. Уповільнення не залежить від початкової швидкості гальмування і характеризує здатність ТЗ створювати максимальну гальмівну силу.

В даний час на ТЗ категорії М₁ (сегмент С, D, E, F) встановлюються дискові гальмівні механізми (ДГМ), що мають кращу стабільність показників ефективності гальмування [1, 2, 3, 4]. На легкові ТС (сегменти А, В) можуть, як варіант, встановлюватися ДГМ – на передні колеса, барабанні гальмівні механізми (БГМ) на задні колеса.

Гальмівні механізми є найбільш нестабільним елементом гальмівного управління, що забезпечує поглинання та розсіювання енергії ТЗ при гальмуванні. Нестабільність гальмівних моментів на колесах не істотно впливає на зниження загальної гальмівної сили (ефективності гальмування) за наявності підсилювачів у приводі, але значно впливає на стійкість ТЗ при гальмуванні, оскільки викликає значну зміну коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями та появу їх бортової нерівномірності. [5, 6, 7].

Стабільність величин моментів, створюваних гальмівними механізмами впливає як на величину гальмівного шляху, а на стійкість ТЗ. Нерівномірність гальмівних моментів на колесах різних бортів призводить до появи додаткового моменту ТЗ, що розгортає, в площині дороги [1, 2]. Для оцінки стабільності вихідних показників гальмівних механізмів [2, 3, 4] використовується так звана гальмівна характеристика, що виражає залежність внутрішнього передавального числа гальмівного механізму від коефіцієнта тертя μ . Критеріями чутливості гальмівних механізмів до зміни коефіцієнта тертя є такі показники як коефіцієнт чутливості, відносна чутливість, коефіцієнт стабільності гальмівного моменту, коефіцієнт зміни гальмівного моменту, наведена ефективність гальмівного механізму та деякі інші.

Виконання найбільш жорстких вимог міжнародних та національних стандартів щодо ефективності гальмування ТЗ та нерозривно пов'язане з необхідністю підвищення енергоємності гальмівних механізмів. Під енергоємністю гальмівних механізмів розуміється здатність останніх розсіювати найбільше енергії загальмовуваного ТЗ без зменшення показників ефективності гальмування до мінімально допустимого рівня. Надмірний нагрівання гальмівних механізмів призводить до зменшення коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь і підвищеного зносу фрикційних накладок.

Найбільш раціональним типом гальмівного механізму є такий, в якому узгоджено розподіл тертя тепла, що генерується по поверхні, з напрямками теплових потоків, що відводяться від нагрітих поверхонь. Якщо на етапі проектування невідомі теплові потоки, то необхідно прагнути до рівномірної генерації тепла по поверхнях тертя [1].

У роботах [5, 6, 7] розглянуто вплив нестабільності гальмівних механізмів на зміну розподілу гальмівних сил між осями та курсову стійкість ТЗ при гальмуванні. Проведений статистичний аналіз [5] зміни коефіцієнтів тертя ДГМ на прикладі ТЗ сегмента С (повною масою 915-945 кг) та зміна гальмівного моменту задніх БГМ ТЗ дозволив визначити характеристики розподілу зазначених випадкових величин. Припускаючи, що передні гальмівні колодки ТС, що розглядаються, мають один і той же матеріал фрикційних накладок, виконана статистична оцінка зміни розподілу гальмівних сил між його осями.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є оцінка показників стабільності гальмівного керування ТЗ.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Припускаємо, що у передній і задній осях ТЗ відсутня нерівномірність гальмівних моментів, тобто. коефіцієнти тертя та гальмівні моменти на лівих та правих колесах відповідних осей рівні між собою. Тоді зміна розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю 1 [5, 6, 7].

$$\Delta\beta'_{o1} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \beta_{o0} \ln \beta_{o0} \quad (1)$$

де $\Delta\beta'_{o1}$ - відхилення дійсного коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, зумовлене нестабільністю співвідношення P_{T2} / P_{T1} ;

P_{T2} ; P_{T1} - гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей відповідно;

$\Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)$ - відхилення співвідношення P_{T2} / P_{T1} від розрахункового значення.

Передні дискові гальмівні механізми є гальмами прямого впливу, тобто. створений ними момент пропорційний коефіцієнту тертя між накладками і диском. Тому відносна зміна гальмівної сили на передній осі $\delta P_{T1} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}}$ дорівнює відносній зміні коефіцієнта тертя $\delta\mu$. Раніше, у роботі [5] визначено статистичні характеристики абсолютної зміни коефіцієнта тертя між фрикційними накладками і гальмівним диском, що виникає при нагріванні гальма. Найбільш ймовірні значення абсолютної зміни коефіцієнта тертя

$$\Delta\mu = m_{\Delta\mu} \pm \sigma_{\Delta\mu} = -0,17 \pm 0,08, \quad (2)$$

Статистичні характеристики максимального значення коефіцієнта тертя (для поверхонь, що пройшли термічний приробіток) також визначені в роботах [5, 6, 7] і мають такі чисельні значення: $\mu_{\max}=0,47$, $\sigma_{\mu\max}=\pm 0,075$. Отже, найбільш ймовірні значення початкового (максимального) коефіцієнта тертя перебувають у межах

$$\mu_{\max} = m_{\mu\max} \pm \sigma_{\mu\max} = 0,47 \pm 0,075, \quad (3)$$

Відносна зміна гальмівної сили на передній осі (при рівних гальмівних моментах на лівому та правому колесах)

$$\delta P_{T1} = \delta\mu = \frac{\Delta\mu}{\mu_{\max}} = -\frac{0,17 \mp 0,08}{0,47 \pm 0,075}. \quad (4)$$

Очевидно, що

$$\delta P_{T1\min} = -\frac{0,17+0,08}{0,47-0,075} = -0,633;$$

$$\delta P_{T1\max} = -\frac{0,17-0,08}{0,47+0,075} = -0,165.$$

Для оцінки зміни гальмівного моменту заднього БТМ ТЗ, що розглядається, визначимо статистичні характеристики відносної його зміни при циклічних гальмуваннях, що супроводжуються нагріванням фрикційних поверхонь

$$\delta M_{T2} = \frac{\Delta M_{T2}}{M_{T\max}} = m_{M_T} \pm \sigma_{M_T} = -0,406 \pm 0,171, \quad (5)$$

У роботі [5] визначено розрахункове значення початкового дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил, яке дорівнює $\beta_{\delta\sigma}=0,617$. Таким чином, підставляючи у співвідношення (1) отримані чисельні значення визначимо

$$\Delta\beta'_{\delta l\max} = (-0,406 - 0,171 + 0,165) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = 0,123;$$

$$\Delta\beta'_{\delta l\min} = (-0,406 + 0,171 + 0,633) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = -0,119.$$

Граничні значення коефіцієнта дійсного розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_{\delta\max} = \beta_{\delta 0} + \Delta\beta'_{\delta l\max} = 0,617 + 0,123 = 0,739; \quad (6)$$

$$\beta_{\delta\min} = \beta_{\delta 0} + \Delta\beta'_{\delta l\min} = 0,617 - 0,119 = 0,498. \quad (7)$$

Припустимо, що коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь гальм та гальмівні моменти на лівих та правих колесах не однакові. Це виявляється у появі додаткової зміни $\Delta\beta'_{\delta l}$ коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, що визначається як [2]

$$\delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right]. \quad (8)$$

Звідси, з огляду на те, що ($P_{T11}=P_{T12}$; $P_{T21}=P_{T22}$) з отримаємо

$$\Delta_1 = \left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T12}} - \frac{\Delta P_{T11}}{P_{T11}} \right) = \delta P_{T12} - \delta P_{T11}; \quad (9)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{\Delta P_{T22}}{P_{T22}} - \frac{\Delta P_{T21}}{P_{T21}} \right) = \delta P_{T22} - \delta P_{T21}, \quad (10)$$

тоді (8) приймає вигляд

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \beta_{\partial 0} \cdot (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \cdot \ln \beta_{\partial 0}. \quad (11)$$

Приймаємо: $\delta P_{T11} = \delta\mu_{11} = -0,633$; $\delta P_{T12} = \delta\mu_{12} = -0,165$; $\delta P_{T21} = \delta M_{T21} = -0,406 - 0,171 = -0,577$; $\delta P_{T22} = \delta M_{T22} = -0,406 + 0,171 = -0,235$. Підставляючи зазначені числові значення формулу (12) [2], отримаємо

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \beta_{\partial 0} (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \ln \beta_{\partial 0} \quad (12)$$

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} 0,617 \cdot (-0,633 + 0,165 + 0,577 - 0,235) \cdot \ln 0,617 = -0,019$$

Граничні значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями з урахуванням нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї осі

$$\beta_{\partial \max} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \max} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 + 0,123 - 0,019 = 0,720;$$

$$\beta_{\partial \min} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \min} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 - 0,119 - 0,019 = 0,479.$$

Розглянемо параметри гальмівного управління аналізованого ТС. Ідеальні за умовами максимального використання зчпної ваги автомобіля при гальмуванні гальмівні сили на передній та задній осях ТЗ визначаються як

$$P_{T1u\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot \beta_{u\partial}; \quad (13)$$

$$P_{T2u\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot (1 - \beta_{u\partial}), \quad (14)$$

где P_{T2} ; P_{T2} - гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей автомобіля відповідно;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину;

h – висота центру мас автомобіля;

L – колісна база;

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою.

Ідеальні питомі гальмівні сили на передній та задній осях автомобіля будуть дорівнювати

$$\gamma_{1u\partial} = \frac{P_{T1u\partial}}{G} = \phi \cdot \beta_{u\partial}; \quad (15)$$

$$\gamma_{2u\partial} = \frac{P_{T2u\partial}}{G} = \phi \cdot (1 - \beta_{u\partial}) \quad (16)$$

Значення геометричних параметрів аналізованого ТЗ [2] рівні:

- у спорядженому стані

$$\frac{b}{L} = 0,540; \quad \frac{a}{L} = 0,460; \quad \frac{h}{L} = 0,236;$$

- повністю завантаженого

$$\frac{b}{L} = 0,458; \quad \frac{a}{L} = 0,542; \quad \frac{h}{L} = 0,229.$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

На рисунку 1 наведено залежність $\gamma_{2uo} = \gamma_{2uo}(\gamma_{1uo})$ для спорядженого та повністю завантаженого ТЗ. На цьому ж графіку наведено дійсні залежності між питомими гальмівними силами на передній та задній осях

$$\gamma_{2o} = \gamma_{1o} \cdot \frac{1 - \beta_{uo}}{\beta_{uo}}. \quad (17)$$

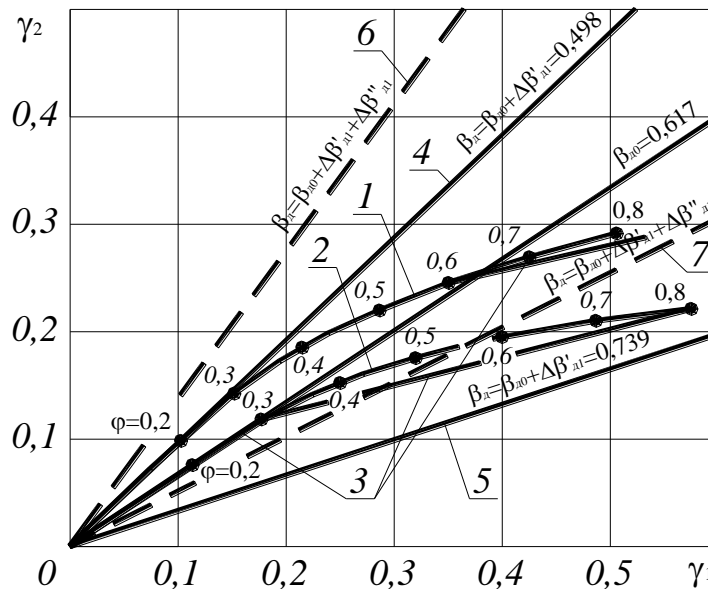


Рисунок 1 – Характеристики розподілу гальмівних сил між осями автомобіля: 1, 2 – ідеальний розподіл гальмівних сил при повністю завантаженому та спорядженому ТЗ; 3 – дійсний розподіл гальмівних сил між осями, що відповідає розрахунковим значенням коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальмівних механізмів; 4, 5 – постійний розподіл гальмівних сил між осями за зміни коефіцієнтів тертя передніх і задніх гальмівних механізмів у межах одного середнього квадратичного відхилення; 6, 7 – постійний розподіл гальмівних сил між осями, що враховує зміни коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальмівних механізмів у межах одного середнього квадратичного відхилення, а також нерівномірність передніх та задніх гальмівних механізмів

Ламана 3 відповідає розрахунковій характеристиці гальмівної системи (при перетині відповідної кривої ідеальної характеристики відбувається включення регулятора гальмівних сил). Регуляторна частина дійсної характеристики своя для кожного із завантажень ТЗ (точка включення регулятора гальмівних сил залежить від вертикального навантаження на задню вісь). Прямі 4, 5, 6, 7 (рис. 1) ілюструють залежність (17) при відхиленнях коефіцієнта розподілу гальмівних сил β_o від свого розрахункового значення, обумовлених нестабільністю гальмівних механізмів. З рис. 1 видно, що нестабільність гальмівних механізмів призводить до збільшення кута нахилу дійсної характеристики до осі $O\gamma_1$. Це збільшує ймовірність випереджаючого блокування задніх коліс, що може призвести до занесення автомобіля при гальмуванні. Для забезпечення стійкості автомобіля при гальмуванні необхідно прагнути до того, щоб виконалася умова

$$\Delta\beta = \beta_o - \beta_{uo} \geq 0. \quad (18)$$

Загальне відхилення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю (19) [2, 5].

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta'_1 + \Delta\beta''_1, \quad (19)$$

де $\Delta\beta_0$ - теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної характеристики регулювання від ідеальної);

$\Delta\beta'_1$ - похибка, що створюється рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх і задніх колесах;

$\Delta\beta''_1$ - додаткова похибка, зумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей.

У даному випадку $\Delta\beta_0 \geq 0$. Для того, щоб уникнути випереджаючого блокування задніх коліс автомобіля при гальмуванні при відхиленні дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями від розрахункового значення за рахунок нестабільності гальмівних механізмів необхідно забезпечувати виконання умови

$$\Delta\beta_0 \geq -(\Delta\beta'_{\partial 1} + \Delta\beta''_{\partial 1}). \quad (20)$$

Занесення найбільш небезпечно на слизькій дорозі, тобто. при малих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. Крім того, при малих значеннях коефіцієнта зчеплення, коли регулювання гальмівних сил ще не почалося, співвідношення між гальмівними силами на передній і задній осях залишається величиною постійної. При спорядженому ТС навантаження на задню вісь мінімальне, що також збільшує небезпеку випереджаючого блокування задніх коліс. При спорядженому ТЗ (рис. 1) регулювання починається при $\varphi=0,3$.

Оскільки вважається, що мінімальне значення коефіцієнта зчеплення становить $\varphi=0,2$, то при $\varphi=0,2 - 0,3$ збільшується небезпека випереджаючого блокування задніх коліс та занесення ТЗ.

Для ТЗ, що аналізується

$$\Delta\beta_0 = \beta_{\partial 0} - \beta_{\text{уд}} = 0,617 - \frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L}. \quad (21)$$

Для спорядженого ТЗ

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,540 - \varphi \cdot 0,236 = 0,077 - 0,236 \cdot \varphi. \quad (22)$$

Для повністю навантаженого ТЗ

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,458 - \varphi \cdot 0,229 = 0,159 - 0,229 \cdot \varphi. \quad (23)$$

Аналіз графіків, наведених на малюнку 2 показує, що у ТЗ можливе отримання значних за абсолютною величиною негативних значень $\Delta\beta$, що свідчить про високу функціональну нестабільність гальмівного управління.

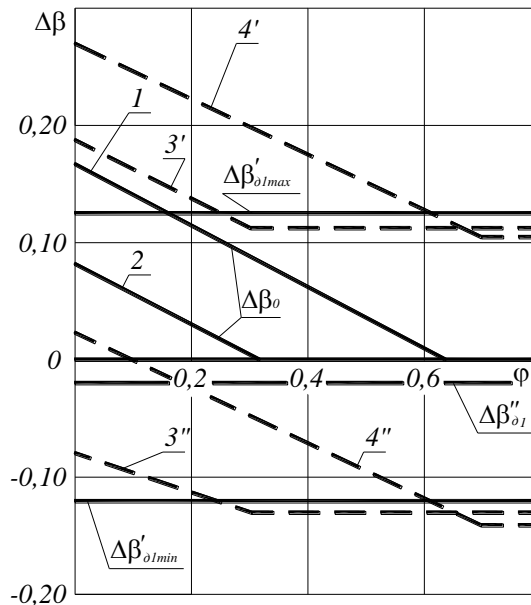


Рисунок 2 - Залежність $\Delta\beta = \Delta\beta(\varphi)$: 1 – теоретична похибка $\Delta\beta_0$ для завантаженого ТЗ; 2 – теоретична похибка $\Delta\beta_0$ для спорядженого ТЗ; 3', 3'' – граничні значення $\Delta\beta$ для спорядженого ТЗ; 4', 4'' – граничні значення $\Delta\beta$ для повністю завантаженого ТЗ

Нестабільність гальмівних моментів на передніх та задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але й зниження ефективності гальмування ТЗ.

Компенсувати зменшення загальної гальмівної сили P_T (і створеного нею уповільнення ТЗ j) можна рахунок збільшення приводного тиску p . Однак у легкових ТЗ підсилювачі в гальмівному приводі мають нелінійну характеристику, що обмежує величину максимального тиску приводу. Тому подальший аналіз буде побудований у передумові постійного приводного тиску (беручи його значення рівним розрахунковому).

Відносна зміна загальної гальмівної сили, обумовлена зміною гальмівних сил на осях (приймаємо, то гальмівні сили на лівому та правому колесах однієї осі рівні між собою)

$$\begin{aligned} \delta P_T = \delta j &= \frac{\Delta P_T}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_T} + \frac{\Delta P_{T2}}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1} P_{T1}}{P_{T1} P_T} + \frac{\Delta P_{T2} P_{T2}}{P_{T2} P_T} = \\ &= \beta_{00} \cdot \delta P_{T1} + (1 - \beta_{00}) \cdot \delta P_{T2} = \beta_{00} \cdot (\delta P_{T1} - \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \end{aligned} \quad (24)$$

З формули (24) видно, що у випадку

$$\delta P_{T1} = \delta P_{T2}. \quad (25)$$

$$\delta P_T = \delta P_{T2} = \delta P_{T1}. \quad (26)$$

Коефіцієнт дійсного розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_0 = \frac{P_{T1} + \Delta P_{T1}}{P_{T1} + \Delta P_{T1} + P_{T2} + \Delta P_{T2}} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} \frac{1 + \delta P_{T2}}{1 + \delta P_{T1}}. \quad (27)$$

За умови (25) $\beta_0 = \beta_{00}$. Визначимо допустиме зниження загальної гальмівної сили (уповільнення, що встановилося) ТС при збільшенні з плином часу мінімально допустимого середнього встановленого уповільнення (використовуючи залежність (2.2 [2])). Допустиме відношення зниження середнього уповільнення

$$[\delta P_T] = [\delta j] = \frac{[j_{ycm}] - j_{\max}}{j_{\max}} = \frac{[j_{ycm}]}{\phi'' g} - 1 = -\exp(-B\lambda). \quad (28)$$

На рис.3. наведені криві (28) для ТЗ категорії M_I при випробуваннях $0, I, II$ та під час перевірки гальмівних властивостей легкових ТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Крива зміни δj для перевірки гальмівних властивостей ТЗ категорії M_I , що знаходяться в експлуатації, збігається з кривою для випробувань I . Це пов'язано з тим, що $B_I = 1,424 \pm 0,094$, а $B_0 = 1,428 \pm 0,146$.

Вочевидь, що необхідно забезпечити виконання умови $\delta P_T = \delta j \geq [\delta j]$, тобто.

$$\beta_{00} = (\delta P_{T1} + \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \geq -\exp(-B\lambda). \quad (29)$$

Чутливість гальмівного керування ТЗ до зміни гальмівних сил на осях визначається за залежністю

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T1})} = \beta_{00}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T2})} = 1 - \beta_{00}; \quad (31)$$

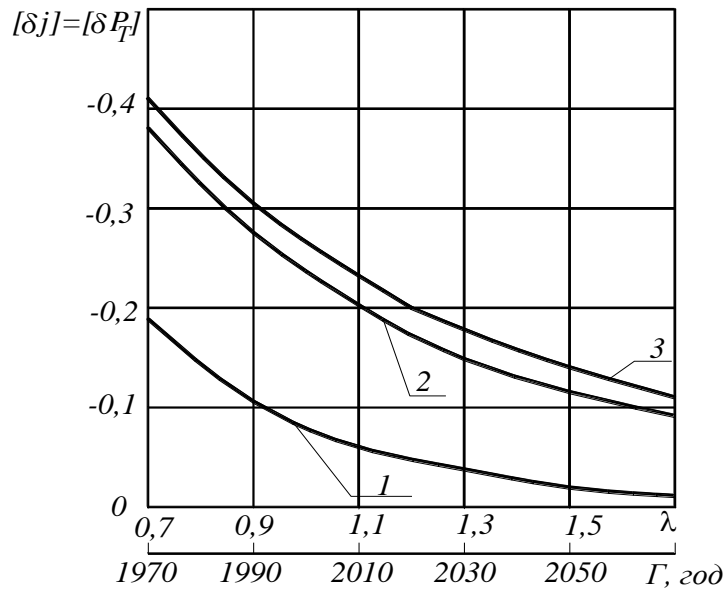


Рисунок 3 - Залежність допустимого зменшення загальної гальмівної сили (уповільнення, що встановилося) ТЗ категорії M_I від часу: 1 – при випробуваннях 0 («холодні» гальма); 2 – при випробуваннях I та в експлуатації; 3 – при випробуваннях II

Оскільки для легкових ТЗ $\beta_{00} > 0,5$, то вплив нестабільності передніх гальм на зниження ефективності гальмування більш відчутний, ніж вплив нестабільності задніх гальм.

Для передніх гальмівних механізмів ТЗ сегмента С обумовлюється нижня межа коефіцієнта тертя для холодних гальмівних механізмів $\mu_{X_{min}} = 0,33$, а при нагрітих гальмівних механізмах – $\mu_{G_{min}} = 0,3$. При розрахунках гальмівних механізмів набувають значення коефіцієнта тертя $\mu_{расч} = 0,3 - 0,35$.

ВИСНОВКИ

Виконано аналіз впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі транспортних засобів на відхилення розподілу гальмівних сил між осями свого розрахункового значення. При оцінці похибки регулювання розподілу гальмівних сил між осями транспортних засобів враховувалися три компоненти: теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної), похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних, обумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей. Нестабільність гальмівних моментів на передніх і задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але і зниження ефективності гальмування транспортних засобів в умовах експлуатації. Встановлено, що для «холодних» гальм коефіцієнт тертя фрикційних пар, що знаходяться в межах $\mu_X = 0,46 \pm 0,10$, а для «гарячих» гальм – $\mu_G = 0,340 \pm 0,068$. Це означає, що проблема зниження загальної гальмівної сили для транспортних засобів, що розглядаються, неактуальна.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гудз Г.С., Яворский Я.П. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХГАДТУ. Сб. научн. тр. – 2001. – №7 – 8. – с. 50-52.
2. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Научное издание. Монография - Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 306 с.
3. Дюбек К.Л., Левин И.А., Антонов П.В. Повышение безопасности легковых автомобилей совершенствованием тормозных систем // Автомобильная промышленность. – 1973. – №3. – с. 22-25.
4. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Изд-во ООН, 1973. – 74 с.
5. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2001. Вып.7 – 8. С. 72 – 74.
6. Волков В.П. Влияние нестабильности идеального распределения тормозных сил между осями на курсовую устойчивость автомобиля // Современные методы управления, технологии и организации

производства, ремонта и эксплуатации автомобилей. – К.: МОИИ, ТАУ, УТУ. – 2001. Вып.11 – с. 36 – 39.

7. Волков В.П., Подригало М.А, Влияние стабильности тормозных механизмов на распределение тормозных сил между осями колесных машин / Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету.

REFERENCES

1. Gudz G.S., Yavorskiy Ya.P. Sravnitelnyiy analiz teplonagruzhennosti diskovyih tormoznyih mehanizmov avtobusov pri razlichnyih tipah ispytaniy // Avtomobilnyi transport. – Harkov: HGADTU. Sb. nauchn. tr. – 2001. – №7 – 8. – s. 50-52.

2. Volkov V.P Obespechenie stabilnosti tormoznyih svoystv avtotransportnyih sredstv. Nauchnoe izdanie. Monografiya - Harkov: Izd-vo HNADU. – 2003. – 306 s.

3. Dyubek K.L., Levin I.A., Antonov P.V. Povyishenie bezopasnosti legkovyih avtomobiley sovershenstvovaniem tormoznyih sistem // Avtomobilnaya promyshlennost. – 1973. – №3. – s. 22-25.

4. Edinoobraznyie predpisaniya, kasayushiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnyih sredstv v otnoshenii tormozheniya. Pravila EEK OON №13. Izd-vo OON, 1973. – 74 s.

5. Volkov V.P. Otsenka stabilnosti raspredeleniya tormoznyih sil mezhdru osyami kolesnoy mashiny // Avtomobilnyi transport. – Harkov: Izd-vo HNADU. – 2001. Vyip.7 – 8. S. 72 – 74.

6. Volkov V.P. Vliyanie nestabilnosti idealnogo raspredeleniya tormoznyih sil mezhdru osyami na kursovuyu ustoychivost avtomobilya // Sovremennyye metody upravleniya, tehnologii i organizatsii proizvodstva, remonta i ekspluatatsii avtomobiley. – K.: MOIN, TAУ, UTU. – 2001. Vyip.11 – s. 36 – 39.

7. Volkov V.P., Podrigalo M.A, Vliyanie stabilnosti tormoznyih mehanizmov na raspredelenie tormoznyih sil mezhdru osyami kolesnyih mashin / Вісник Кременчутського державного політехнічного університету.

V. Volkov, I. Gritsuk, V. Onyshchuk, I. Taran, T. Volkova. Evaluation of the Stability of the braking Control characteristics of vehicles.

The article is devoted to the study of the influence of the brake control elements of passenger cars on the stability of their braking properties. An analysis of the influence of the uneven braking forces on the wheels of one vehicle axle on the deviation of the distribution of braking forces between the axles from its calculated value was performed. When assessing the error in regulating the distribution of braking forces between the axles of vehicles, three components were taken into account: the theoretical error due to the imperfection of the chosen method of regulation (the difference between the actual calculated control characteristic and the ideal one), the error created due to the instability of the ratio of braking forces on the front and rear wheels, additional error, due to uneven braking forces on the wheels of individual axles. The instability of the braking torques on the front and rear wheels, due to a change in the coefficients of friction of friction pairs, leads not only to a change in the distribution of braking forces between the axles and individual wheels, but also to a decrease in the braking efficiency of vehicles under operating conditions. The instability of the braking torques on the front and rear wheels, due to a change in the coefficients of friction of friction pairs, leads not only to a change in the distribution of braking forces between the axles and individual wheels, but also to a decrease in the braking efficiency of vehicles under operating conditions.

A method is proposed that allows to evaluate the quality of regulation of the distribution of braking forces between the axles of the car, taking into account the instability of the braking forces on the wheels.

Keywords: automobile, characteristic, stability, braking control, braking properties, braking mechanism, coefficient of friction, distribution of braking forces.

ВОЛКОВ Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: volf-949@ukr.net

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри управління на транспорті, Національний технічний університет “Дніпровська політехніка”, e-mail: taran7077@gmail.com

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна - канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: wolf949@ukr.net

Vladimir VOLKOV, doctor of technical sciences, professor, head of the department of technical operation and service of cars, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: wolf-949@ukr.net

Igor GRITSUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Systems, Kherson State Maritime Academy, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, head of the department of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Ihor TARAN, doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Transport Management, Dnipro University of Technology, Dnipro, e-mail: taran7077@gmail.com

Tetiana VOLKOVA, Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor of Department Transport Technology, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: wolf949@ukr.net

DOI 10.36910/automash.v1i18.758