

В. П. Волков¹
І. В. Грицук¹
В. П. Кужель²
Т. В. Волкова¹
Г. А. Плехова¹
Є. О. Семенов³

ОЦІНКА ВПЛИВУ СТАБІЛЬНОСТІ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ НА ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

³Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Метою статті є оцінка впливу стабільності характеристик гальмівних механізмів на гальмування легкових транспортних засобів. У статті на прикладі змішаної гальмівної системи легкового транспортного засобу виконано оцінку впливу стабільності характеристик його гальмівних механізмів на процес гальмування. Отримані результати дозволяють зробити висновок про те, що при холодних і остиглих гальмівних механізмах транспортного засобу значення математичного очікування коефіцієнта тертя і розсіювання його значень приблизно однакові. Виконаний розрахунок показує, що зі зміною μ коефіцієнта тертя на 8–20 % відбувається зміна гальмівного моменту на 20–30 %. При цьому різниця між найбільшим та найменшим гальмівними моментами може становити 50 %. Враховуючи, що лівий і правий гальмівні механізми (з різних причин) можуть мати неоднакові коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь, то і нерівномірність гальмівних сил на задній осі аналізованого ТЗ може становити до 50 %. Для того, щоб запобігти випереджувальному блокуванню задніх коліс при гальмуванні транспортного засобу, у разі відхилення дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями від розрахункового значення за рахунок нестабільності гальмівних механізмів, необхідно забезпечувати виконання умови у відповідності з залежністю, яка наведена в роботі. Отримані результати можуть бути використані для проектування гальмівних систем та оцінки гальмівних властивостей транспортних засобів, а також – під час проведення експертизи дорожньо-транспортних пригод.

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 транспортного засобу при гальмуванні, оскільки викликає значну зміну коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями. Проведений статистичний аналіз коефіцієнтів тертя фрикційних пар (на прикладі легкового транспортного засобу сегмента С) показав їхній широкий розкид, що суттєво впливає на бортову та осьову нерівномірність гальмівних сил; наприклад, для фрикційних накладок транспортних засобів середня різниця коефіцієнтів тертя на лівому та правому колесах становить 0,17, а середнє квадратичне відхилення $\pm 0,08$. Відмінність коефіцієнтів тертя фрикційних пар різних типів гальмівних механізмів, обумовлене застосуванням фрикційних накладок різних фірм-виробників, це може призвести до зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил.

Ключові слова: транспортний засіб, дискові гальмівні механізми, барабани, гальмівні механізми, коефіцієнт тертя, фрикційні пари, розподіл гальмівних сил, стабільність характеристик гальмівних механізмів, коефіцієнт розподілу гальмівних сил.

Постановка проблеми

Як відомо, на легкових транспортних засобах (ТЗ) сегментів А, В, С можуть застосовуватися комбінації різних типів гальмівних механізмів (ГМ). Великі обсяги випуску ТЗ зазначених сегментів визначили поширення змішаної гальмівної системи [1]. Залежно від низки факторів можуть використовуватись на всіх колесах дискові гальмівні механізми (ДГМ) або барабанні гальмівні механізми (БГМ), а можуть встановлюватися ДГМ на передні колеса та БГМ на задні. Переважне застосування змішаних гальмівних систем на таких моделях пояснюється з одного боку тим, що 85 % кінетичної енергії ТЗ розсіюється гальмами передньої осі, а з іншого – можливістю отримати просте і водночас ефективне стоянкове гальмо з приводом на колодки заднього ГМ.

Найбільшого поширення така система ГМ набула на ТЗ з повною масою до 1500 кг і максимальною швидкістю руху 40–50 м/с.

Нерівномірний розподіл гальмівних сил між осями ТЗ у поєднанні з зазначеним різновидом ГМ призводить до різного енергетичного - та теплового навантаження гальм передньої та задньої осей. Особливо це проявляється під час руху на затяжних спусках та в міських умовах. Нагрів до різних температур поверхонь фрикційних пар передніх та задніх ГМ призводить до зміни гальмівних моментів та розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами ТЗ. Гальмівні властивості ТЗ значною мірою визначаються коефіцієнтом тертя фрикційних пар ГМ. Зменшення коефіцієнта тертя призводить не тільки до зниження ефективності гальмування ТЗ, але і до появи бортової нерівномірності гальмівних сил, що спричиняє його занос. Проведені раніше дослідження [2, 3] показали, що найбільший вплив на порушення стійкості ТЗ чинить нерівномірність передніх ГМ. В даний час на легкових ТЗ на передніх колесах встановлюють ДГМ відкритого типу, тому викликає інтерес дослідження стабільності коефіцієнта тертя пари «гальмівний диск – гальмівна колодка».

Метою статті є оцінка впливу стабільності характеристик гальмівних механізмів на процес гальмування легкових транспортних засобів.

Оцінка впливу коефіцієнта тертя фрикційних пар на стабільність гальмівних механізмів

В даний час на ринку запчастин до легкових ГМ представлені виробники гальмівних колодок та гальмівних дисків зазначених сегментів різних фірм з багатьох країн ближнього та далекого зарубіжжя. У роботі [4] наведено результати дослідження триботехнічних характеристик гальмівних колодок ТЗ сегмента С, виготовлених 17 різними фірмами. У табл. 1 наведено результати зазначеного дослідження.

Таблиця 1

Коефіцієнти тертя гальмівних фрикційних пар [4]

Фірма виробник	Гальмування від швидкості 100 км/год (холодні ГМ)	Гальмування від швидкості 100 км/год (прогріті до 250°C ГМ)	Останнє гальмування "гірського" циклу (t°C колодки)	Гальмування від швидкості 100 км/год після остигання ГМ
АТЕ	0,58	0,47	0,43 (260)	0,48
АТЕ з диском АТЕ	0,49	0,32	0,39 (180)	0,37
Best	0,41	0,37	0,40 (250)	0,46
Bosch	0,48	0,28***	0,36 (260)	0,46
Dafmi	0,44	0,31	0,30 (280)	0,44
Ferodo	0,44	0,30	0,29 (280)	0,35
AP Lockheed	0,27	0,23	знято з випробувань	знято з випробувань
AP Lockheed з диском AP	0,23	знято з випробувань	знято з випробувань	знято з випробувань
Lucas	0,51	0,32	0,30 (280)	0,45
Lucas з диском Lucas	0,53	0,30	0,35 (280)	0,45
QH	0,63	0,33	0,42 (290)	0,57
QH з диском QH	0,59	0,39	0,43 (270)	0,65
Railunds	0,55	0,44	0,41 (220)	0,48
Rona	0,45	0,45	0,44 (230)	0,52
Samko	0,60	0,22	0,36 (260)	0,60
STS	0,48	0,41	0,38 (230)	0,47
Trans Master	0,41	0,37	0,38 (260)	0,45
BATI	0,35	0,37	0,40 (230)	0,47
ЕЗАТИ	0,45	0,35	0,33 (200)	0,46
Поліедр	0,41	знято з випробувань	знято з випробувань	знято з випробувань
ТІР	0,39	0,33	0,27 (270)	0,38

У роботі [4] представлено результати дослідження гальмівних колодок у парі з гальмівними дисками в лабораторних умовах, при моделюванні гальмування ТЗ від швидкості 100 км/год (при холодних і при прогрітих до 250°C ГМ) і при гальмування після охолодження ГМ до нормальної температури.

Крім того, проводився тест, що імітує багаторазові циклічні гальмування, що відповідає руху по гірській дорозі. Цей тест складався з 50 гальмувань зі швидкості 100 км/год до швидкості 50 км/год (з 45-ти секундними перервами на розгін маховика стенду).

Технічні умови [4] для передніх гальмівних колодок ТЗ прийнятого сегмента С обумовлюють нижню межу коефіцієнта тертя для холодних гальм – 0,33, а при гарячих гальмах – 0,30.

Отримані результати [4] дозволяють зробити висновок про те, що при холодних і остиглих гальмах значення математичного очікування коефіцієнта тертя і розсіювання його значень приблизно однакові. Очевидно, що термічний доробок пар тертя дозволив збільшити математичне очікування коефіцієнта тертя від $\mu_k=0,46$ до $\mu_{ост}=0,47$ і зменшити середнє квадратичне відхилення коефіцієнта тертя від $|\sigma_{\mu k}|=0,1$ до $|\sigma_{\mu ост}|=0,075$. При нагрітих гальмах (у випадку випробувань «гарячих» гальм і при «гірському» циклі випробувань) значення математичних очікувань коефіцієнта тертя близькі між собою, але значно нижчі, ніж при «холодних» і остиглих гальмах ($m_{\mu k}=0,34$, $m_{\mu ep}=0,37$). Також близькі і значення середніх квадратичних відхилень ($\sigma_{\mu k}=\pm 0,068$, $\sigma_{\mu ep}=\pm 0,053$). Слід зазначити, що в останніх випадках розсіювання коефіцієнта тертя менше, ніж у попередніх випадках.

При нагрітих під час спуску до 200°C гальмах відбувається зменшення коефіцієнта тертя фрикційних пар, а отже, і гальмівних моментів у 1,25–1,40 рази, що необхідно враховувати при проектуванні гальмівних систем та прогнозуванні гальмівних властивостей легкових автомобілів.

Цікавим є оцінка можливої нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї осі, обумовленої різницею коефіцієнта тертя. Ця різниця може виникнути як за рахунок установки (порушуючи вимоги безпеки) гальмівних колодок різних фірм-виробників, так і за рахунок нерівномірного нагрівання гальм лівого та правого коліс.

Барабанні гальмівні механізми на легкових ТЗ в даний час встановлюються на задніх колесах. Незважаючи на те, що найбільший вплив на ефективність гальмування мають передні дискові гальма, стабільність роботи задніх гальм істотно впливає на розподіл енергії, що поглинається при гальмуванні, між окремими гальмівними механізмами.

На ринку запчастин до легкових ТЗ сьогодні представлено продукцію різних виробників, у тому числі і з далекого зарубіжжя. У зв'язку з цим автори дослідження [5] наводять результати оцінки властивостей стабільності задніх барабанних гальмівних механізмів ТЗ сегмента, при комплектуванні їх гальмівними колодками, виготовленими фірмами виробниками (табл. 2). Випробування проводились у лабораторії гальмівних систем випробувального центру автомобільних виробів на інерційному гальмівному стенді [5].

При гальмуванні на стенді витримувався постійний приводний тиск відповідно до Правил СЕК ООН №13 [5, 6]. Усі гальмівні колодки було припрацьовано. При випробуваннях на нагрівання було здійснено цикл, що складається з 15 послідовних гальмувань з однаковим інтервалом. Температура нагрівання у всіх колодок (до кінця 15-го гальмування) була практично однаковою і становила 180–200°C [5].

У табл. 3 наведено отримані нами значення математичного очікування m_{MT} гальмівного моменту, що відповідають 1-му, 10-му та 15-му гальмуванням для всіх типів колодок, а також – середнє квадратичне відхилення σ_{MT} та коефіцієнт варіації \mathcal{G}_{M_T} . Крім того, у таблиці наведено значення максимального абсолютного ΔM_{Tmax} та відносного δM_{Tmax} змін гальмівного моменту кожного типу гальмівних колодок.

Барабанні гальма є гальмами непрямої дії, тобто. гальмівний момент, що розвивається ними, не має прямої залежності від коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь. Зробимо оцінку зміни коефіцієнта тертя, що відповідає наведеним у табл. 2 змін гальмівного моменту.

На ТЗ сегмента С застосовується барабанний гальмівний механізм з рівними приводними зусиллями [7], гальмівний момент якого:

$$M_T = P \cdot r_6 \cdot \frac{2\mu \cdot c \cdot (a + c)}{c^2 - \mu^2 \cdot e^2} = P \cdot r_6 \cdot \frac{2\mu \cdot \left(1 + \frac{a}{c}\right)}{1 - \mu^2 \cdot \left(\frac{e}{c}\right)^2}, \quad (1)$$

Геометричні параметри гальмівного механізму, який аналізується, : $a=93$ мм, $c=84$ мм, $e=103$ мм; $r_6=250$ мм.

Оцінка величини гальмівного моменту барабанного гальмівного механізму [5]

Виробник гальмівних колодок	Гальмівний момент M_T , Н·м			$\Delta M_{T_{\max}}$, Н·м	$\delta M_{T_{\max}} = \frac{\Delta M_{T_{\max}}}{M_{T_{\max}}}$
	1-е гальмування	10-е гальмування	15-е гальмування		
ОТА	370	240	200	170	0,459
Ferodo	320	270	240	80	0,250
Samko	540	360	320	220	0,407
Lucas	630	300	250	380	0,603
ATE	440	280	240	200	0,454
«Автодеталь»	580	430	380	200	0,345
«Санкт-Петербург»	600	440	350	280	0,417
«Початок»	390	330	310	80	0,205
«Москва»	540	440	400	140	0,259
«Волзькі»	510	270	110	400	0,784
«Сонатекс»	530	410	380	150	0,283
m_{M_T}	495	343	289	188	0,406
σ_{M_T}	± 101	± 76	± 90	± 94	0,171
\mathcal{G}_{M_T}	$\pm 0,204$	$\pm 0,223$	$\pm 0,310$	$\pm 0,502$	$\pm 0,420$

Привідна сила

$$P = \frac{\pi d_{pc}^2}{4} p, \quad (2)$$

де d_{pc} – діаметр робочого циліндра (для аналізованого ТЗ $d_{pc}=19$ мм); p – привідний тиск, МПа.

Після підстановки значень геометричних параметрів з залежності (2) у співвідношення (1) отримуємо

$$M_T = 300119 \cdot \frac{\mu \cdot p}{1 - 1,503 \cdot \mu^2}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (3)$$

або

$$M_T = 300,119 \cdot \frac{\mu \cdot p}{1 - 1,503 \cdot \mu^2}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4)$$

З виразу (4) визначимо величину μ . З цієї метою перетворимо (4) до такого вигляду:

$$\mu^2 + \frac{199,68}{M_T} \cdot p \cdot \mu - 0,665 = 0. \quad (5)$$

З рівняння (5), отримуємо:

$$\mu = \sqrt{9968 \cdot \frac{p^2}{M_T^2} + 0,665} - 99,84 \cdot \frac{p}{M_T}. \quad (6)$$

Аналіз впливу параметра p на величину μ у рівнянні (6) показав, що реальним значенням коефіцієнта тертя відповідає величина приводного тиску $p=1,5$ МПа.

У табл. 3 наведено значення коефіцієнта тертя μ , розрахованого за формулою (6) при $p=1,5$ МПа для значень гальмівного моменту, зазначених у табл. 2.

Аналіз результатів розрахунку, наведених у табл. 2 і 3 показує, що при зміні коефіцієнта тертя μ на 8–20% відбувається зміна гальмівного моменту на 20–30%. При цьому різниця між найбільшим і найменшим гальмівними моментами може становити 50%. Враховуючи, що лівий і правий гальмівні

механізми (з різних причин) можуть мати неоднакові коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь, то і нерівномірність гальмівних сил на задній осі аналізованого ТЗ може становити 50 %.

Таблиця 3

Розрахункові значення коефіцієнта тертя μ

Виробник гальмівних колодок	Коефіцієнта тертя μ		
	1-е гальмування	10-е гальмування	15-е гальмування
ОТА	0,503	0,400	
Ferodo	0,470	0,429	0,400
Samko	0,582	0,497	0,470
Lucas	0,610	0,454	0,410
ATE	0,541	0,438	0,400
«Автодеталь»	0,595	0,536	0,509
«Санкт-Петербург»	0,601	0,541	0,490
«Початок»	0,515	0,477	0,462
«Москва»	0,582	0,541	0,520
«Волзькі»	0,571	0,429	0,223
«Сонатекс»	0,578	0,526	0,509
Математичне очікування μ	0,559	0,479	0,432
Середнє квадратичне відхилення σ_μ	$\pm 0,045$	$\pm 0,051$	$\pm 0,088$
Коефіцієнт варіації \mathcal{G}_μ	$\pm 0,080$	$\pm 0,106$	$\pm 0,204$

Оскільки зазначені вище виробники гальмівних колодок випускають продукцію, використовувану і в інших моделях ТЗ, то отримані результати може бути використані й в оцінці гальмівних властивостей. Припустимо, 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. У цьому випадку зміна розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю, представленою в [8].

Передні ДГМ є гальмами прямої дії, тобто, створюваний ними момент пропорційний коефіцієнту тертя між накладками та диском. Тому відносна зміна гальмівної сили на передній осі $\delta P_{T1} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}}$

дорівнює відносній зміні коефіцієнта тертя $\delta\mu$. У роботі [8] визначено статистичні характеристики абсолютної зміни коефіцієнта тертя між фрикційними накладками та гальмівним диском, що виникає під час нагрівання гальма. Найбільш ймовірні значення абсолютної зміни коефіцієнта тертя

$$\Delta\mu = m_{\Delta\mu} \pm \sigma_{\Delta\mu} = -0,17 \pm 0,08, \quad (7)$$

Статистичні характеристики максимального значення коефіцієнта тертя (для поверхонь, що пройшли термічне припрацювання) також визначені в [8] і мають такі чисельні значення: $m_{\mu_{\max}}=0,47$, $\sigma_{\mu_{\max}}=\pm 0,075$. Отже, найбільш ймовірні значення початкового (максимального) коефіцієнта тертя перебувають у межах

$$\mu_{\max} = m_{\mu_{\max}} \pm \sigma_{\mu_{\max}} = 0,47 \pm 0,075. \quad (8)$$

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

$$\delta P_{T1} = \delta\mu = \frac{\Delta\mu}{\mu_{\max}} = -\frac{0,17 \mp 0,08}{0,47 \pm 0,075}. \quad (9)$$

Очевидно, що

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

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

Розглянемо задню вісь ТЗ. Нами визначено статистичні характеристики відносної зміни гальмівного моменту заднього БГМ ТЗ сегмента при циклічних гальмуваннях, що супроводжуються нагріванням фрикційних поверхонь

$$\delta M_{T2} = \frac{\Delta M_{T2}}{M_{T\max}} = m_{M_T} \pm \sigma_{M_T} = -0,406 \pm 0,171, \quad (10)$$

У роботі [9] визначено розрахункове значення початкового дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил $\beta_{\delta 0} = 0,617$.

Таким чином, використовуючи залежність, отриману в [8], визначимо чисельні значення

$$\Delta \beta'_{\delta 1\max} = (-0,406 - 0,171 + 0,165) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = 0,123;$$

$$\Delta \beta'_{\delta 1\min} = (-0,406 + 0,171 + 0,633) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = -0,119.$$

Граничні значення коефіцієнта дійсного розподілу гальмівних сил між осями ТЗ

$$\beta_{\delta\max} = \beta_{\delta 0} + \Delta \beta'_{\delta 1\max} = 0,617 + 0,123 = 0,739; \quad (11)$$

$$\beta_{\delta\min} = \beta_{\delta 0} + \Delta \beta'_{\delta 1\min} = 0,617 - 0,119 = 0,498. \quad (12)$$

Припустимо, що коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь гальмівних механізмів та гальмівні моменти на лівих та правих колесах не однакові. Це виявляється у появі додаткової частини $\Delta \beta''_{\delta 1}$ коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями (залежність (при $(P_{T11}=P_{T12}; P_{T21}=P_{T22})$) визначається як

$$\Delta_1 = \left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T12}} - \frac{\Delta P_{T11}}{P_{T11}} \right) = \delta P_{T12} - \delta P_{T11}; \quad (13)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{\Delta P_{T22}}{P_{T22}} - \frac{\Delta P_{T21}}{P_{T21}} \right) = \delta P_{T22} - \delta P_{T21}. \quad (14)$$

і в результаті набуде вигляду

$$\Delta \beta''_{\delta 1} = -\frac{1}{2} \beta_{\delta 0} \cdot (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \cdot \ln \beta_{\delta 0}. \quad (15)$$

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 в формулу (15), отримаємо:

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

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

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

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

Розглянемо параметри гальмівної системи ТЗ, яке прийнято для прикладу. Ідеальні за умовами максимального використання зчпної ваги ТЗ при гальмуванні гальмівні сили на передній та задній осях:

$$P_{T1u\delta} = \varphi \cdot G \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right) = \varphi \cdot G \cdot \beta_{u\delta}; \quad (16)$$

$$P_{T2u\delta} = \varphi \cdot G \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L} \right) = \varphi \cdot G \cdot (1 - \beta_{u\delta}). \quad (17)$$

Ідеальні питомі гальмівні сили на передній та задній осях:

$$\gamma_{1ud} = \frac{P_{T1ud}}{G} = \varphi \cdot \beta_{ud}; \tag{18}$$

$$\gamma_{2ud} = \frac{P_{T2ud}}{G} = \varphi \cdot (1 - \beta_{ud}). \tag{19}$$

Значення геометричних параметрів прийнятого ТЗ сегмента 5 [9]:
 - у спорядженому стані

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

- повністю завантаженого

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

На рис. 1 наведено залежність $\gamma_{2ud}=\gamma_{2ud}(\gamma_{1ud})$ для спорядженого і повністю навантаженого ТЗ, що розглядається.

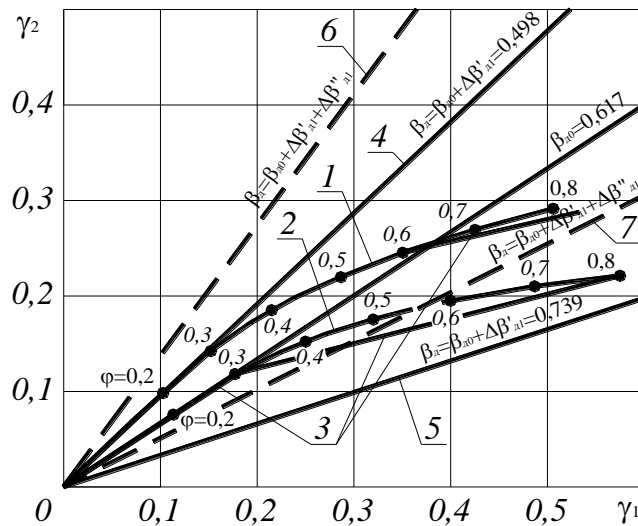


Рис. 1. Характеристики розподілу гальмівних сил між осями ТЗ сегменту 5:

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 гальм;
 4, 5 – постійний розподіл гальмівних сил між осями при зміні коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальм у межах одного середнього квадратичного відхилення; 6, 7 – постійний розподіл гальмівних сил між осями, що враховує зміни коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальм у межах одного середнього квадратичного відхилення, а також нерівномірність передніх та задніх гальмівних механізмів

На цьому ж графіку наведено дійсні залежності між питомими гальмівними силами на передній та задній осях

$$\gamma_{2d} = \gamma_{1d} \cdot \frac{1 - \beta_{ud}}{\beta_{ud}}. \tag{20}$$

Ламана крива 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 (20) при відхиленнях коефіцієнта розподілу гальмівних сил β_d від свого розрахункового значення, що обумовлені нестабільністю гальмівних механізмів. З рисунку 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 ТЗ при гальмуванні.

Для забезпечення стійкості ТЗ при гальмуванні необхідно прагнути до того, щоб виконалася умова:

$$\Delta\beta = \beta_o - \beta_{uo} \geq 0. \quad (21)$$

Загальне відхилення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю, запропонованою у [8]. У нашому випадку $\Delta\beta_o \geq 0$.

Для того, щоб уникнути випереджаючого блокування задніх коліс при гальмуванні ТЗ у разі відхилення дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями від розрахункового значення за рахунок нестабільності гальмівних механізмів необхідно забезпечувати виконання умови

$$\Delta\beta_o \geq -(\Delta\beta'_{o1} + \Delta\beta''_{o1}). \quad (22)$$

Занос найбільш небезпечний при малих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. Крім того, при малих значеннях коефіцієнта зчеплення, коли регулятор ще не спрацював, співвідношення між гальмівними силами на передній і задній осях залишається величиною постійною. При спорядженому ТЗ навантаження на задню вісь мінімальна, що також збільшує небезпеку випереджувального блокування задніх коліс. При спорядженому ТЗ (див. рис. 1) регулятор вмикається при $\varphi = 0,3$. Оскільки вважається, що мінімальне значення коефіцієнта зчеплення становить $\varphi = 0,2$, то при $\varphi = 0,2-0,3$ збільшується небезпека випереджувального блокування задніх коліс та занесення ТЗ.

Для прийнятого ТЗ сегмента 5

$$\Delta\beta_o = \beta_{o0} - \beta_{uo} = 0,617 - \frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L}. \quad (23)$$

Для спорядженого ТЗ

$$\Delta\beta_o = 0,617 - 0,540 - \varphi \cdot 0,236 = 0,077 - 0,236 \cdot \varphi. \quad (24)$$

Для повністю навантаженого ТЗ

$$\Delta\beta_o = 0,617 - 0,458 - \varphi \cdot 0,229 = 0,159 - 0,229 \cdot \varphi. \quad (25)$$

На рис. 2 наведено залежності $\Delta\beta_o$ від φ для спорядженого та повністю завантаженого ТЗ. Аналіз графіків, наведених на рис. 2 показує, що у прийнятого ТЗ можливе отримання значних за абсолютною величиною негативних значень $\Delta\beta$, що свідчить про високу функціональну нестабільність гальмівного управління.

Отримані результати можна використовувати при проектуванні гальмівних систем легкових ТЗ. Облік запропонованих рекомендацій дозволить підвищити функціональну стабільність гальмівних систем та покращити гальмівні властивості ТЗ.

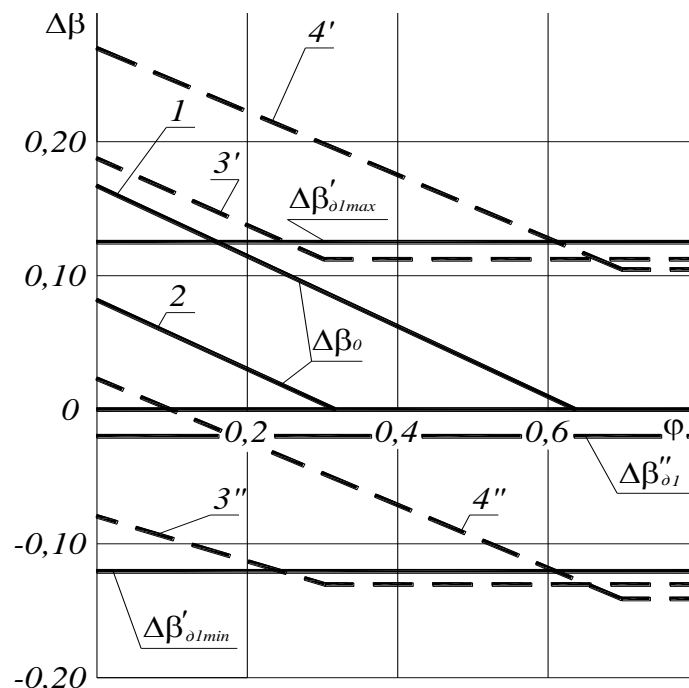


Рис. 2. Залежність $\Delta\beta = \Delta\beta(\varphi)$:

1 – теоретична похибка $\Delta\beta_o$ для навантаженого ТЗ; 2 – теоретична похибка $\Delta\beta_o$ для спорядженого ТЗ;
3', 3'' – граничні значення $\Delta\beta$ для спорядженого ТЗ; 4', 4'' – граничні значення $\Delta\beta$ для повністю навантаженого ТЗ

Висновки

Гальмівні механізми є найбільш нестабільним елементом гальмівного керування, що забезпечує поглинання та розсіювання енергії транспортного засобу 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 транспортного засобу при гальмуванні, оскільки викликає значну зміну коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями і появи їх бортової нерівномірності. При розгляді як приклад дискових і барабанних гальмівних механізмів визначено, що коефіцієнт нерівномірності гальмівних моментів на одній осі становить від 0,173-0,285 ДГМ і 0,239-0,339 БГМ.

Проведений статистичний аналіз коефіцієнтів тертя фрикційних пар (на прикладі легкового транспортного засобу сегмента С) показав їхній широкий розкид, що суттєво впливає на бортову та осьову нерівномірність гальмівних сил; наприклад, для фрикційних накладок ДГМ середня різниця коефіцієнтів тертя на лівому та правому колесах становить 0,17, а середнє квадратичне відхилення $\pm 0,08$. Відмінність у коефіцієнтах тертя фрикційних пар різних типів гальмівних механізмів, обумовлене застосуванням фрикційних накладок різних фірм-виробників, може привести до зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил у широких межах (наприклад, для транспортних засобів, що розглядаються, він може змінюватися в межах 0,479–0,739).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] А. С. Булавкин, «Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях», дис. канд. техн. наук: 05.05.03, Харьков, 1984. – 214 с.
- [2] Г. М. Косолапов, «Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении», автореферат дис. д-ра техн. наук: 05.05.03, Волгогр. политехн. ин-т, Волгоград, 1973.
- [3] В. П. Волков, Г. Б. Вильский, *Теория движения автомобиля*. Харьков, Николаев: ХНАДУ-НПИ, 2010. – 286 с.
- [4] Д. Шевцов, «Трение скольжения», *Авторевю*, № 4, с. 32-35, 2002.
- [5] Д. Ерыгин, «Атрибут каторжника. Задние колодки для заднего привода (экспертиза)», *За рулем*, № 1, с. 80 – 83, 2002.
- [6] Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Из-во ООН, 1973. 74 с.
- [7] Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин, *Автомобили*. Л.: Машиностроение, 1973, 504 с.
- [8] В. П. Волков, «Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины», в *Автомобильный транспорт*. Харьков: ХНАДУ, 2001, вып. 7-8, с. 72-74.
- [9] В. П. Волков, «Статистичний аналіз стабільності барабанних гальмових механізмів легкових автомобілів. *Вісник ЖІТІ*, вип. 1 (24), с. 36-39, 2003.
- [10] В. П. Волков, М. А. Подригало, «Влияние стабильности тормозных механизмов на распределение тормозных сил между осями колесных машин», *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*, вип. 3 (14), с. 30-33, 2001

Волков Володимир Петрович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: wolf-949@ukr.net

Грицук Ігор Валерійович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Волкова Тетяна Вікторівна – канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, e-mail: wolf949@ukr.net

Плехова Ганна Анатоліївна – канд. техн. наук, доцент кафедри інформатики та прикладної математики, e-mail: plehovaanna11@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Кужель Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kuzhel2017@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Семенов Євгеній Олександрович – канд. Техн. наук, доцент кафедри безпеки праці та навколишнього середовища, e-mail: Yevhenii.Semenov@khp.edu.ua

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

V. Volkov¹
 I. Gritsuk¹
 V. Kuzhel²
 T. Volkova¹
 G. Pliekhova¹
 E. Semenov³

Evaluation of the influence of brake mechanisms characteristics stability on the braking vehicles process

¹Kharkiv National Automobile and Road University

²Vinnitsia National Technical University

³National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

The purpose of the article is to evaluate the influence of the stability of the characteristics of brake mechanisms on the process of braking of passenger vehicles. In the article, using the example of a mixed braking system of a passenger vehicle of segment C, an assessment was made of the influence of the stability of the characteristics of its braking mechanisms on the braking process. The results obtained allow us to conclude that with "cold" and "cooled" brake mechanisms of the vehicle, the values of the mathematical expectation of the friction coefficient and the dispersion of its values are approximately the same. The performed calculation shows that when the friction coefficient changes by 8-20%, the braking torque changes by 20-30%. In this case, the difference between the largest and smallest braking torque can be 50%. Given that the left and right brake mechanisms (due to various reasons) may have different coefficients of friction of the friction surfaces, then the unevenness of the braking forces on the rear axle of the vehicle under consideration can be up to 50%. In order to prevent advanced blocking of the rear wheels during vehicle braking in the event that the actual coefficient of distribution of braking forces between the axles deviates from the calculated value due to the instability of the brake mechanisms, it is necessary to ensure the fulfillment of the condition according to the dependence given in the work. The results obtained can be used in the design of braking systems and the assessment of the braking properties of vehicles, as well as in the examination of road accidents.

The instability of the braking torques on the wheels does not have a significant effect on the reduction of the total braking force (braking efficiency) in the presence of amplifiers in the drive, but it significantly affects the stability of the vehicle during braking, since it causes a significant change in the coefficient of distribution of braking forces between the axles and the appearance of their onboard unevenness. The statistical analysis of the coefficients of friction of friction pairs (on the example of a passenger vehicle of segment C) showed their wide spread, which significantly affects the onboard and axial unevenness of the braking forces; for example, for friction linings DTM, the average difference between the friction coefficients on the left and right wheels is 0.17, and the standard deviation is ± 0.08 . The difference in the coefficients of friction of friction pairs of different types of brake mechanisms, due to the use of friction linings from different manufacturers, can lead to a change in the coefficient of distribution of brake forces over a wide range.

Key words: motor transport, vehicle, technical operation of cars, maintenance and repair, adaptive maintenance and repair system, information and software complex, operating conditions, average speed, fuel consumption.

Volkov Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, e-mail: volf-949@ukr.net

Gritsuk Igor – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Kuzhel Volodymyr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kuzhel2017@gmail.com, kuzhel_v@vntu.edu.ua

Volkova Tetiana – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, e-mail: wolf949@ukr.net

Pliekhova Ganna – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Informatics and Applied Mathematics, e-mail: plehovaanna11@gmail.com

Semenov Evgen – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Labor and environment protection, e-mail: Yevhenii.Semenov@khpi.edu.ua