

## ВПЛИВ ЗАКОНУ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ НА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕННЯ ГАЛЬМ ДВОВІСНИХ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*Прогнозне збільшення швидкості руху легкових автомобілів викликає нагальну необхідність реалізації більш високої ефективності гальмувань, що із врахуванням зміни динамічних нормальних осьових реакцій, вимагає більшої зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями та призводить до перевищення енергоємності гальм, від якої залежить стабільність гальмівних моментів, створюваних гальмівними механізмами. Врахування запропонованого критерію дозволяє оцінити вплив закону зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил на енергонавантаження гальмівних механізмів передньої та задньої осей легкових автомобілів.*

**Постановка проблеми.** Різке збільшення кількості легкових автомобілів на магістральних автодорогах України та зростання швидкості руху спричинює собою необхідність забезпечення безпеки використання, особливо під час виконання екстрених гальмувань за різних експлуатаційних умов [1].

Більшість досліджень [2–5] динаміки гальмування двовісних автотранспортних засобів присвячена одиночним, як службовим, так і екстреним гальмуванням, де розглядалися питання виключно досягнення максимальної інтенсивності гальмування за рахунок якомога повного використання зчпної ваги при збереженні курсової стійкості.

Проведені дослідження [6, 7] при циклічних гальмуваннях в умовах гірської та рівнинної місцевості відображають вплив термонавантаження гальм, особливо передньої осі, на ефективність гальмування автомобілів, не торкаючись головної причини – різного енергонавантаження гальм у початковий момент гальмування.

Таким чином, питання забезпечення безпеки використання легкових автомобілів під час екстрених гальмувань на різних ділянках автомобільної дороги є актуальною науково-технічною задачею.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Гальмівні властивості – це одні з експлуатаційних властивостей легкових автомобілів [3, 8, 9]. Вони, в тій чи іншій мірі, пов'язані, як з конструктивно-ваговими параметрами автомобіля, його гальмівної системи, типом і конструкцією застосовуваних гальмівних механізмів, гальмівного привода, так і характером взаємодії коліс з опорною поверхнею в певних експлуатаційних умовах [8–10].

Відомо [11, 12], що в процесі гальмувань легкових автомобілів під керуючим впливом гальмівного привода поршень колісного циліндра гальмового механізму діє на гальмівні колодки, а ті, в свою чергу, притискаються до ротора. Виникає сила тертя ковзання створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух автомобіля. В результаті тертя відбувається нагрівання й зношування спряжених деталей (колодка-ротор) гальмівних механізмів [6, 7].

Зношена гальмівна колодка створює менший момент тертя, ніж нова, і це знижує ефективність роботи гальм [7].

Багато інженерних розробок протягом всієї історії розвитку автомобілебудування змогли істотно підвищити ефективність роботи і надійність гальмової системи [13].

Гальма барабанного типу функціонально не стабільні, так як при терті колодок по ротору утворюється тепло, якого достатньо, щоб знизити ефективність гальмування, за рахунок зменшення коефіцієнта тертя ковзання між фрикційними парами, особливо, якщо мають місце циклічні екстрені гальмування [7]. Отже, зниження ефективності гальмування настає вже у початковий момент гальмування, коли має місце перевищення певної величини енергонавантаження гальм, яка і підтримує температуру нагріву тіл тертя.

Істотне поліпшення відбувається при використанні дискових гальм. В даний час вони повсюдно використовуються на передніх колесах майже у всіх автомобілів. Дискова гальмівна система забезпечена чавунним або сталевим диском або ж виготовленим з неметалічного матеріалу (карбону).

Цей ефект досягається зміною темпу зростання максимального значення гальмівної сили на передніх або задніх колесах. Причому у всіх випадках регулювання повинна бути забезпечена стійкість автомобіля. У зв'язку з цим у реальних гальмівних системах легкових автомобілів коефіцієнт розподілу гальмівних сил вибирається в межах 0,6-0,75 [11].

Існуючі способи і закони регулювання гальмівних сил між осями легкових автомобілів припускають його зміну у відповідності до динамічного перерозподілу нормального навантаження між осями автомобіля.

Крім того, зношення спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації призводить до зниження не тільки ефективності, але і безпеки використання [14].

Виходячи з вище викладеного, слід коефіцієнт розподілу гальмових сил вибирати так, щоб крім вирішення питань ефективності та стійкості в процесі гальмування, забезпечувалося таке енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів, яке б не перевищувало їх енергоємності.

На цей же факт звертається увага в роботі [15], в якій при розгляді впливу експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку автомобіля, обладнаного регулятором гальмівних сил, вказується, що раціональність вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил слід оцінювати не тільки по ефективності при гальмуванні, але й по збереженню керованості автомобіля за рахунок раціонального енергонавантаження гальмівних механізмів.

Необхідно відзначити, що процес розподілу гальмівних сил носить не постійний характер, та може істотно змінюватися в режимі, як службових, так і екстрених гальмувань [16].

Так у роботах [17] вказується, що при випробуваннях легкового автомобіля, де використовується змішана гальмівна система, обладнаного регулятором гальмівних сил, відбувається значне запізнювання спрацьовування привода задніх гальм в порівнянні з приводом передніх. Це призводить до того, що екстрені гальмування здійснюються в основному передніми гальмами, що істотно перевищує їх енергонавантаження та погіршує тепловий режим роботи спряжених деталей «ротор–колодка».

Відомо [11], якщо в початковий момент екстреного гальмування легковий автомобіль рухався з максимальним прискоренням на горизонтальній ділянці дороги, то нормальні реакції на колесах задньої осі можуть зрости від 5% до 12%, не рівномірно розподіляючись між її колесами, тобто призвести до міжбортової нерівномірності.

Крім того, на підставі проведених досліджень [13, 14, 21] легкових автомобілів Lanos із повним завантаженням, якими виконувалися екстерні гальмування на дорозі із сухим асфальтобетонним покриттям, встановлено величини гальмівних моментів на колесах задньої осі, з врахуванням аеродинамічного фактора, які у початковий момент гальмування приймали збільшені значення на 28-35%.

За класичною методикою [11], яка враховує лише фазу гальмування з блокованими колесами, таке зростання нормальних реакцій на задніх колесах легкових автомобілів встановити не можливо.

**Мета роботи та постановка задач дослідження.** Метою дослідження є оцінка впливу зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями легкових автомобілів на енергонавантаження їх гальм.

Для досягнення поставленої мети слід вирішити задачі:

- проаналізувати причини перевищення енергоємності гальм, що у результаті призводить до зниження гальмівних властивостей автомобілів;
- встановити взаємозв'язок між енергонавантаженням гальм та величиною зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля;

– надати оцінку зміни енергонавантаження гальм на прикладі автомобілів Lanos.

**Встановлення взаємозв'язку між енергонавантаженням та термонавантаженням гальм.** Співвідношення енергоємностей передніх і задніх гальм, а отже, стабільність їх характеристик, а так само, безпека використання легкових автомобілів, визначається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил [11]

$$\beta = \frac{T_1}{T_1 + T_2}, \quad (1)$$

де  $T_1$  і  $T_2$  – гальмівні сили на передній та задній осях.

Здійснимо оцінку енергонавантаження та енергоємності гальмівних механізмів на прикладі дискових гальм легкового автомобіля LANOS при зміні коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Оцінку будемо проводити при режимах попереднього нагріву гальм, які відповідають випробуванням тип 1 і тип 2 [8] без блокованих коліс обох осей, не враховуючи дію аеродинамічного фактора.

Для створення умов одночасного найбільш рівномірного нагріву спряжених поверхонь тертя гальм передньої та задньої осей слід унеможливити блокування коліс до повної зупинки автомобіля. Це можливо при відповідному мінімальному коефіцієнті питомих гальмівних сил автомобіля, який залежить від коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями, закладеним Гредескулом А.Б. [3, 4, 11, 15]

$$\beta_o = \frac{b + \phi_o \cdot h}{L}, \quad (2)$$

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

$h$  - висота центра мас;

$L$  - подовжня колісна база автомобіля;

$\phi_o$  - оптимальний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою [9].

Гредескул А. Б. пропонує для одиночного легкового автомобіля вибирати  $\phi_o$  з умови рівності коефіцієнтів використання зчепного ваги при мінімальному (0,15) і максимальному (0,8) значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою

$$\phi_o = \frac{a \cdot \phi_{\min} + b \cdot \phi_{\max}}{L}. \quad (3)$$

Для найбільш ефективного гальмування автомобіля необхідно створювати на колесах гальмівні сили рівні граничним силам зчеплення, а тип і конструктивні параметри гальмівних механізмів слід підбирати так, щоб енергонавантаження не перевищувало їх енергоємності. Ці гальмівні сили на передніх і задніх осях визначаються за формулами [11]

$$T_1 = G \cdot \phi \cdot \beta_o = G \cdot \phi \cdot \frac{b + \phi_o \cdot h}{L}, \quad (4)$$

$$T_2 = G \cdot \phi \cdot (1 - \beta_o) = G \cdot \phi \cdot \frac{a - \phi_o \cdot h}{L}, \quad (5)$$

де  $G$  – ваговий стан автомобіля Lanos.

Розрахункові значення параметрів, вихідні вагові та компоновальні дані автомобіля Lanos зі спорядженою та повною масою наведено у табл.1.

Теоретично можливі вповільнення легкового автомобіля Lanos визначаються [11]

$$j = \frac{\sum_{i=1}^2 T_i}{m} . \quad (6)$$

де  $m$  – маса автомобіля.

Таблиця 1 – Розрахункові параметри гальмування автомобіля Lanos

Маса автомобіля, $m$	Параметри	Коефіцієнт зчеплення $\varphi$							
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
Споряджена маса	$a$ , м	0,959							
	$b$ , м	1,561							
	$h$ , м	0,561							
	$L$ , м	2,520							
	$G$ , Н	10960							
	$\beta_0$	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	
	$T_{\Sigma}$ , Н	1748	2622	3496	4370	5244	6118	6992	
	$j$ , м/с <sup>2</sup>	1,59	2,39	3,19	3,98	4,78	5,58	6,38	
	$\beta$	РГС [18]	0,68	0,70	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76
		РГС [22]	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80
		АБС + РГС [23]	0,66	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78
		АБС	0,67	0,69	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81
Повна маса	$a$ , м	1,185							
	$b$ , м	1,335							
	$h$ , м	0,471							
	$L$ , м	2,540							
	$G$ , Н	15950							
	$\beta_0$	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	
	$T_{\Sigma}$ , Н	2254	3381	4508	5635	6762	7889	9016	
	$j$ , м/с <sup>2</sup>	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,95	5,65	
	$\beta$	РГС [18]	0,52	0,58	0,60	0,64	0,66	0,69	0,71
		РГС [22]	0,52	0,54	0,58	0,62	0,66	0,70	0,73
		АБС + РГС [23]	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78	0,80
		АБС	0,58	0,62	0,64	0,66	0,68	0,71	0,73

Аналіз одержаних розрахункових даних легкового автомобіля Lanos показує, що в

інтервалі коефіцієнтів зчеплення 0,2–0,8, у разі спорядженої маси, ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил (майже при АБС) змінюється в більш широких межах 0,669–0,815, що визначає ширину діапазону його зміни  $\Delta\beta=0,146$ , тоді, як при повному завантаженні він становить 0,582–0,730, що визначає ширину діапазону зміни  $\Delta\beta=0,158$ .

Теоретично за оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил (див. табл. 1) сумарна ідеальна гальмівна сила 6992 Н автомобіля Lanos в спорядженому стані забезпечує граничне вповільнення  $6,38 \text{ м/с}^2$  при гальмуванні на автомобільній дорозі з сухим асфальтобетоном, а гальмівна сила величиною 9016 Н автомобіля з повною масою – лише  $5,65 \text{ м/с}^2$ . Критерій, який характеризує енергонавантаження гальм, у відповідності до (7) становить 0,171 для автомобіля Lanos у спорядженому стані та 0,188 – з повним навантаженням. Отже, у даному випадку відносне перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм для автомобіля з повною масою становить 11%.

При відсутності регулювання приводного тиску дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил визначається конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів автомобіля Lanos та приймає постійне значення  $\beta=0,76$  для будь-якого вагового стану.

При застосуванні регулювання гальмівних сил між осями автомобіля за відомими способами [15, 18], наприклад, за компенсаційною характеристикою з постійною точкою включення регулятора гальмівних сил (РГС), дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил коливається в межах 0,68–0,76, що визначає ширину діапазону його зміни  $\Delta\beta=0,08$  – при спорядженій масі, тоді, як при повному завантаженні він становить 0,52–0,71, що визначає ширину діапазону його зміни  $\Delta\beta=0,19$ . Отже, співвідношення  $\Delta\beta$  у даному випадку відрізняється в 2,4 рази, причому відносне перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм за критерієм (7) для автомобіля з повною масою становить 62,8%.

При застосуванні регулювання гальмівних сил між бортами автомобіля за способом [20, 22] із компенсаційною характеристикою зі змінною точкою включення РГС, дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил змінюється в більш близьких межах до ідеального: 0,68–0,80, що визначає ширину діапазону його зміни  $\Delta\beta=0,12$  – для спорядженої маси; 0,52–0,73, що визначає ширину діапазону його зміни  $\Delta\beta=0,21$  – при повній масі. Отже, співвідношення  $\Delta\beta$  у даному випадку відрізняється в 1,75 рази, проте відносне перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм для автомобіля з повною масою становить 55%, що на 7,8% менше, ніж у разі застосування регулювання з постійною точкою включення та на 44% більше, ніж за ідеального регулювання.

Інтервали 0,66–0,78 та 0,68–0,80, які відповідають спорядженій та повній масі автомобіля Lanos, мають однакову ширину  $\Delta\beta=0,12$  поля зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, яка регулюється за наявності АБС і РГС [23]. Отже, співвідношення  $\Delta\beta$  у даному випадку дорівнює одиниці, відносне перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм для автомобіля відсутнє.

Якщо енергоємність гальмівних механізмів визначається кількістю поглиненої кінетичної енергії автомобіля з урахуванням інерції всіх обертових мас, яка не призводить до перевищення термонавантаження (граничної температури нагріву [4] фрикційних тіл), то при повній реалізації питомих осьових гальмівних сил легкового автомобіля, загальмовуваного без блокованих коліс у різних дорожніх умовах, співвідношення енергонавантажень їх гальмівних механізмів на передній та задній осях можна оцінити за критерієм

$$\delta E = \frac{1}{1 - \Delta\beta} - 1, \quad (7)$$

де  $\Delta\beta$  – ширина діапазону зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, викликана відповідною зміною приводного тиску (законом розподілу гальмівних сил).

Отже, для того, щоб енергонавантаження гальм передньої та задньої осей не

перевищували їх енергоємностей, слід регулювати приводний тиск за законом [20], за якого зміна дійсного коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями у вище вказаних межах не призводила до зниження раніше реалізованих уповільнень, що забезпечить стабільність гальмівних моментів на осях автомобіля та безпеку їх використання на протязі всього періоду гальмування.

Як слідує з вище поданого, для діапазону оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля Lanos, що коливається в межах  $\Delta\beta=0,146-0,158$ , у даному випадку відносно перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм не перевищує 11%.

При застосуванні регулювання гальмівних сил між осями автомобіля Lanos за компенсаційною характеристикою з постійною точкою включення РГС [18], дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил коливається в діапазоні, ширина якого змінюється в межах  $\Delta\beta=0,08-0,19$ , що визначає відносно перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм на 62,8%.

При застосуванні регулювання гальмівних сил із компенсаційною характеристикою зі змінною точкою включення РГС [20], дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил змінюється в діапазоні, ширина якого змінюється в межах  $\Delta\beta=0,12-0,21$ , що визначає відносно перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм на 55%.

При застосуванні регулювання гальмівних сил за наявності АБС [11] дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил коливається в незначному діапазоні, що визначає відносно перевищення енергонавантаження передніх гальм не більше 20%.

При застосуванні регулювання гальмівних сил за наявності АБС спільно із РГС [23] дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил коливається в діапазоні, ширина якого  $\Delta\beta=0$ , тому відносно перевищення енергонавантаження  $\delta E$  передніх гальм для автомобіля відсутнє.

Це свідчить про те, що енергонавантаження передніх і задніх гальм не перевищує їх енергоємностей та створює умови для забезпечення, з одного боку, необхідної ефективності гальмування, а з іншого, – зниження температурного впливу на поверхні тертя спряження «ротор–колодка».

**Перспективи подальшого розвитку.** Для забезпечення безпеки використання легкових автомобілів, як обладнаних, так і не обладнаних АБС, слід застосовувати у гальмівних системах динамічні регулятори гальмівних сил із гідравлічним [22] або електромагнітним управлінням [23].

## Висновки

1. Прогнозне збільшення швидкості руху легкових автомобілів викликає нагальну необхідність реалізації більш високої ефективності гальмувань, що із врахуванням зміни динамічних нормальних осьових реакцій, вимагає більшої зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями та призводить до перевищення енергоємності гальм, від якої залежить стабільність гальмівних моментів, створюваних гальмівними механізмами.

2. Із врахуванням запропонованого критерію з'являється можливість вибрати раціональний закон регулювання приводного тиску у гальмівних системах легкових автомобілів, щоб підвищити енергонавантаження гальм задньої осі та, таким чином, не погіршуючи динамічні характеристики гальмування, знизити енергонавантаження гальм передньої осі, не перевищуючи їх енергоємностей.

## Список літературних джерел

1. Ярещенко 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. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.

2. Волков В. П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1982. — 169с.
3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатый В. И., Бобошко А. А.]; под ред. М. А. Подригало. — Харьков: ХНАДУ, 2003. — 403 с.
4. Назаров А. И. Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил [Текст]: дис.... канд. техн. наук: 05.22.02 / Назаров Александр Иванович. — Харьков, 1998. — 266 с.
5. Степанов В. Ю. Снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Степанов Виктор Юрьевич. — Харьков, 2006. — 156 с.
6. Балабин И. В. Режимы использования тормозов автомобиля и их термонагруженность при испытаниях на полигоне, в городе и на горных дорогах / И. В. Балабин, А. Д. Давыдов, В. И. Сальников // Автомобильная промышленность. — 1973. — №11. — с. 21-22.
7. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г. С. Гудз, Я. П. Яворский // Автомобильный транспорт. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. — №7.— с. 50-52.
8. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. — Офіц. вид. — [Чинний від 28.11.2010]. — К.: Держспоживстандарт України, 2011. — 26 с. — (Національний стандарт України).
9. Зотов Н. М. Применение  $\varphi$ - $s_x$  диаграммы при расчете динамики затормаживаемого колеса [Текст] / Н. М. Зотов, Е. В. Балакина // Проблемы машиностроения и надежности машин. — М.: Наука, 2007. - №2. — С. 103-109. — ISSN 0235-7119.
10. Сафонов А. И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. — М.: Машиностроение, 2011. — №12. — С. 37-44. — ISSN 0042-4633.
11. Агейкин Я. С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С.Агейкин, Н.С. Вольская. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с.
12. Дисковые тормоза, тормозные системы, барабанные тормоза [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://bymotors.info/tuning/tormoz\\_sist/151-diskovye-tormoza-tormoznyye-sistemy-barabannye-tormoza.html](http://bymotors.info/tuning/tormoz_sist/151-diskovye-tormoza-tormoznyye-sistemy-barabannye-tormoza.html)
13. Назаров В. І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В. І., Назаров О. І., Назаров І. О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». — Харків, 2014. - №39(1082). — С. 134-140.
14. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе» по материалам конф. [«Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике»], (Воронеж, 20-21 ноября 2014 г.) / Российский фонд фундаментальных исследований. — Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2014. — Вып.1 – с. 257-262. — ISSN 2409-7829.
15. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М. А., Волков В. П., Карпенко В. А. и др.]; под ред. М. А. Подригало. — Харьков: ХНАДУ, 2003.- 614с.
16. Волков В. П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В. П. // Автомобильный транспорт. — Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. — №7. — с. 72–74.
17. Булавкин А. С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Булавкин Александр Сергеевич. — Харьков, 1984. — 214 с.

18. Papashev, O. Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O. Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, - Moskau, 2004. - №12. – pp. 17-19
19. Назаров І. О. Підвищення безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах / Назаров І. О., Назаров О.І., Клец Д. М., Цибульський В. А.. // Наукові Нотатки. – Луцьк: НТУ, 2018. - №61. – С. 162–168.
20. Назаров О. І. Підвищення безпеки руху легкових автомобілів вітчизняного виробництва, що знаходяться в експлуатації / Назаров О. І., Назаров В. І., Назаров І.О. // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. - №142. – С. 11-14.
21. Назаров І. О. Оцінка безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах: матеріали праць 6-ої міжнарод. наук. техн. інтернет-конф. «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018р. / І.О. Назаров // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця: ВНТУ, 2018. - №60. – С. 162–174.
22. 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.
23. Пат. №117343 Україна, МПК В60Т 8/1766, В60Т 8/30. Гідравлічний гальмівний привод легкових автомобілів / [Назаров О. І., Назаров І. О., Назаров В. І., Ємельянов В. Л.]; заявник і патентотримач Харків. національний автомобільно-дорожній університет №u201613490; заявл. 28.12.2016; опубл. 26.06. 2017, Бюл. №12.

**Назаров Олександр Іванович** – к.т.н, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: hefer64@ukr.net

**Назаров Іван Олександрович** – здобувач наукового ступеня к.т.н, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: hefer64@ukr.net

**Шнінда Євген Михайлович** – аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: z1103mzag@gmail.com