

## Література

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. Харків, 1999.
2. Alexander Nazarov. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS: матеріали 25-ої міжнарод. науково-техн. конф. «ЕКО VARNA» (Болгарія, Варна, 14-16 червня 2019) / [Vladimir Volkov, Alexander Nazarov, Ivan Nazarov, Yevgeny Shpinda]. с.102-107.
3. Alexander Nazarov Relative increase of the resource of disc brakes of motor vehicles: за матеріалами 26-ої міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО VARNA» (Болгарія, Варна, 8-10 жовтня 2020 р.) / [Alexander Nazarov, Yevgeny Shpinda, Nicolay Sergienko, Igor Pogorilyi]. Т.27. Ч.1. с. 91-99.
4. Bogomolov, V. A., Klimenko, V. I., Leontiev, D. N., Ponikarovska, S. V., Kashkanov, A. A., & Kucheruk, V. Y. (2021). Plotting the adhesion utilization curves for multi-axle vehicles. Bulletin of the Karaganda University "Physics Series", 101(1), 35-45.
5. Махлай, С. М., & Леонт'єв, Д. М. (2018). Визначення зупинного шляху автомобіля, що обладнаний антиблокувальною системою. Вісник ОНДІСЕ, (4), 44-50.
6. Leontiev, D., Klimenko, V., Mykhalevych, M., Don, Y., & Frolov, A. (2019). Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle. In International scientific-practical conference. Cham: Springer International Publishing. 1019, 50-61. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6)
7. Клименко, В. І., Ломака, С. Й., Рижих, Л. О., & Туренко, А. М. (2006). Аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регулятором з електронним керуванням. Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки", 4 (39), 26-35.

*Науковий консультант: Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доц. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.*

Шевченко Денис, ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Shevchenko@gmail.com](mailto:Shevchenko@gmail.com)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ НА ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ КЛАСУ С**

Гальмівні властивості автомобілів є важливим фактором, що забезпечує безпеку дорожнього руху. Досвід експлуатації показує, що при проектуванні необхідно не тільки забезпечити відповідність показників ефективності гальмування та курсової стійкості автомобілів у момент виходу з конвеєра заводу, але й створити умови для збереження цих показників протягом усього періоду експлуатації.

Стабільність гальмівних властивостей протягом усього періоду експлуатації забезпечує необхідний технічний рівень конкурентоспроможності автомобілів. Відповідність цих властивостей вимогам, що висуваються, можна

забезпечити при прогнозуванні на стадії проектування розвитку вимог до гальмівних властивостей як нових автомобілів, так і автомобілів, що знаходяться в експлуатації.

Зовнішні сили, які діють на автомобіль, показані рис.1.

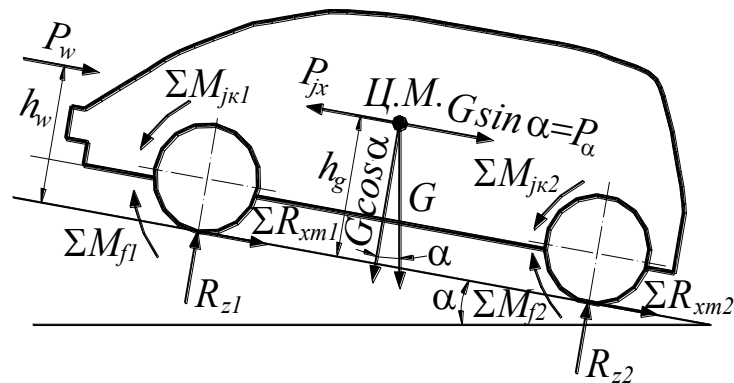


Рисунок 1 - Схема сил і моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні на ухилі

Основними силами, що забезпечують гальмування автомобіля, є сумарні дотичні реакції  $\Sigma R_{xm1}$  та  $\Sigma R_{xm2}$  діють в площині контакту коліс з опорною поверхнею і спрямовані проти руху автомобіля [2-4].

Їх величина може бути різною в різних випадках гальмування  $\Sigma R_{xm1} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x1}$  и  $\Sigma R_{xm2} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x2}$ .

При екстремному гальмуванні вони можуть досягати максимальних значень  $\Sigma R_{xm1 \max} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x \max 1}$  и  $\Sigma R_{xm2 \max} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x \max 2}$ , а при одночасному досягненні ними своїх максимальних значень на всіх колесах і  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_{\max}$  їх можна представити як

$$\begin{aligned} \Sigma R_{xm1 \max} + \Sigma R_{xm2 \max} &= \varphi_{x \max} \cdot (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \\ &= G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{x \max} = \Sigma R_{xm \max} \end{aligned} \quad (1)$$

де  $\Sigma R_{xm \max}$  – максимальне значення сумарної дотичної реакції (гальмівної сили), що діє на всі колеса автомобіля при гальмуванні з використанням сил зчеплення.

Маючи на увазі перетворення в [1] отримаємо рівняння руху автомобіля при гальмуванні

$$\frac{M_m}{r_o} + P_f + P_w + P_\alpha = P_j \quad (2)$$

або

$$P_m + P_f + P_w + P_\alpha = P_j \quad (3)$$

Процес гальмування може бути представлений не тільки рівнянням (2) або (3), а і графіком процесу гальмування, що є залежністю  $j=f(t)$  (рис. 2).

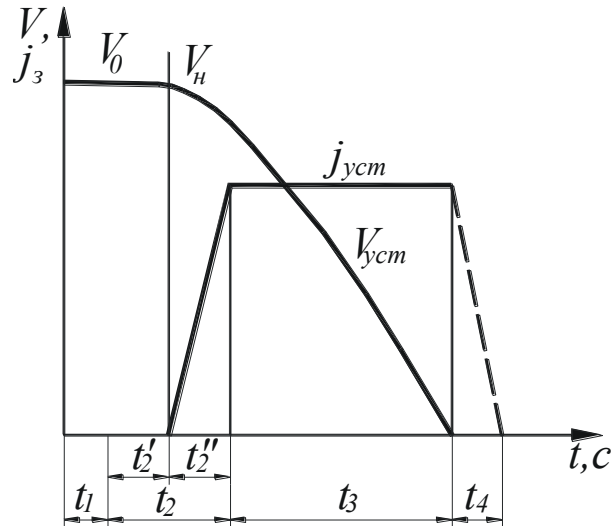


Рисунок 2 – Графік процесу гальмування автомобіля

Нехай у момент часу відповідний початку координат по дорозі руху автомобіля виникла перешкода. Час  $t_1$  від моменту появи перешкоди до моменту впливу ноги водія на гальмо педаль називають часом реакції водія.

Час  $t_1$  залежить від індивідуальних якостей, кваліфікації водія, ступеня його втоми, дорожньої обстановки та змінюється в межах 0,2 – 1,5 с.

При розрахунках набувають середнього значення  $t_1=0,8$  с.

Час  $t_2$  з моменту впливу ноги водія на педаль гальма до початку дії гальм, тобто до появи уповільнення автомобіля, називають часом запізнення спрацювання гальмівної системи.

На його величину впливає тип гальмівного приводу та гальмівних механізмів, а також технічний стан гальмівної системи.

Для гальмівної системи з гідравлічним приводом та дисковими гальмівними механізмами  $t_2'=0,05 - 0,07$  с; з барабанними гальмівними механізмами  $t_2'=0,15 - 0,20$  с; у системи з пневмоприводом  $t_2'=0,2 - 0,4$  с.

Час  $t_2''$ , від появи уповільнення до максимального значення, залежить переважно від величини зазору між гальмівними колодками і диском (барабаном), і навіть від стиску застосовуваного робочого тіла.

У розрахунках приймають такі значення:  $t_2''=0,05 - 0,2$  с – для легкових автомобілів; 0,05 - 0,4 с - для вантажних автомобілів з гідроприводом; 0,15 - 1,5 с - для вантажних автомобілів з пневмоприводом; 0,2 – 1,3 – для автобусів.

Подальше поліпшення гальмівних властивостей здійснюється антиблокувальною системою (АБС), що призначена для забезпечення ефективного гальмування автомобіля в різних умовах при збереженні стійкості. Принципова схема АБС (рис. 3, [2]) включає датчик динамічного стану колеса 1, електронний блок управління (ЕБУ) 2, регулятор тиску (РТ) 3 та акумулятор робочого тіла 4, вбудовані в гальмівну систему автомобіля.

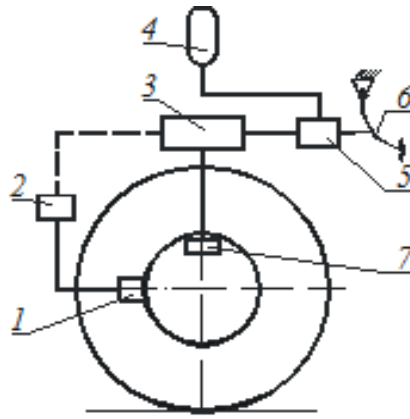


Рисунок 3 – Принципова схема АБС

АБС може працювати за різними алгоритмами. У основі лежить принцип релейного автоматичного управління гальмуванням із зворотним зв'язком по динамічному стану колеса, оцінюваного за величиною чи характеру зміни кінематичного параметра, що характеризує процес гальмування. Для з'ясування принципу роботи АБС розглянемо процес гальмування колеса. З цією метою з рівняння рівноваги колеса, що гальмує, при  $M_f \approx 0$  отримаємо

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{R_{xm} - M_m}{J_k} \quad (4)$$

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)

$$\begin{aligned} \delta P_T &= \delta j = \frac{\Delta P_T}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_T} + \frac{\Delta P_{T2}}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1} P_{T1}}{P_{T1} P_T} + \frac{\Delta P_{T2} P_{T2}}{P_{T2} P_T} = \\ &= \beta_{\partial 0} \cdot \delta P_{T1} + (1 - \beta_{\partial 0}) \cdot \delta P_{T2} = \beta_{\partial 0} \cdot (\delta P_{T1} - \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \end{aligned} \quad (5)$$

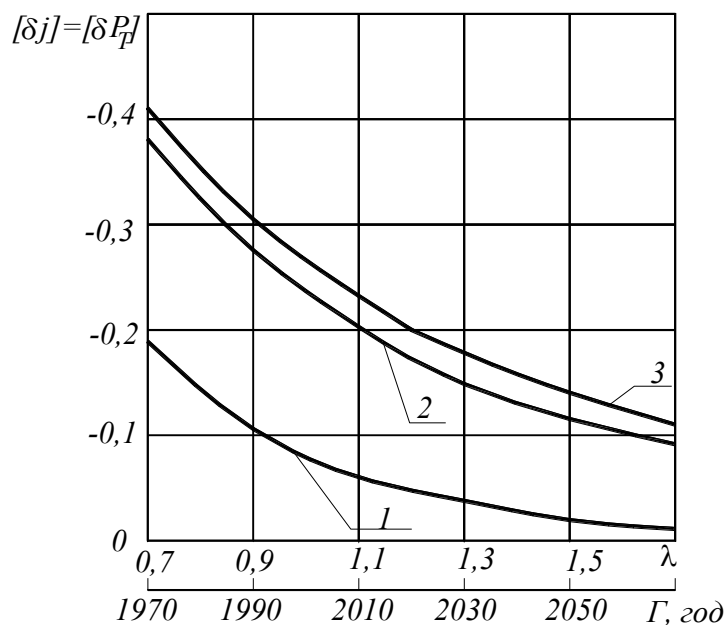
На рисунку 4 наведені криві (5) для автомобілів категорії  $M_1$  при випробуваннях 0, I, II та під час перевірки гальмівних властивостей легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації.

При розгляді, як приклад дискових і барабанних гальмівних механізмів, визначено, що коефіцієнт нерівномірності гальмівних моментів на одній осі становить від - 0,173 до - 0,285 (дискові) і від - 0,239 до - 0,339 (барабанні).

### Література

1. Єдинообразні приписи, що торкаються офіційного затвердження транспортних засобів в відношенні гальмування. Правила ЄЕК ООН №13: Вид-во ООН, 1973. 41с.

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



: 1 – при випробуваннях 0 («холодні» гальма); 2 – при випробуваннях I та в експлуатації; 3 – при випробуваннях II

Рисунок 4 - Залежність допустимого зменшення загальної гальмівної сили (уповільнення, що встановилося) автомобілів категорії  $M_1$  від часу

3. ДСТУ 3649–97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методики контролю. Введ. 1999. К.: Видавництво стандартів, 1999. 19 с.

4. Волков В.П. Забезпечення стабільності гальмових властивостей автотранспортних засобів. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003. 306 с.

5. Леонтьев, Д. М., Михалевич, М. Г., & Фролов, А. А. (2018). Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. Теорія та практика судової експертизи і криміналістики, (18), 383-392.

6. Leontiev, D., & Don, E. (2016). Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. Automobile transport, (39), 74-79.

7. Леонтьев, Д. М., Тімонін, В. О., Савчук, А. Д., Губарьков, С. С., Леонтьев, Д. Н., & Тимонин, В. А. (2019). Оцінка ефективності гальмування чотиривісного транспортного засобу в разі виходу з ладу одного з контурів його робочої гальмової системи. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (16), 26-34.

8. Леонтьев Д.М., Рижих Л.О., Бикадоров О.В. та інші. (2010). Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі. Автомобільний транспорт, (27), 7-12.

9. Leontiev D., Klymenko V., Aloksa M., Sylchenko M. (2022) Regarding the issue of determining the deceleration of a two-axle vehicle with a damaged brake system. Automobile transport, (50), 21-28.

10. Клименко В.І., Капский Д.В., Леонтьев Д. М., Куріпка О. В., Фролов А.А. (2021). Визначення тангенціальних властивостей одинарної пневматичної

шини у режимі гальмування транспортного засобу. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (19), 28-34.

11. Frolov A., Leontiev D. (2022). Determination of the average torsional stiffness of tires of a double vehicle wheel during its interaction with the road surface. Automobile transport, (51), 14-25.

12. Шуклінов С. М., Леонтєв Д. М., Ужва А. В., Ткачов О. Ю. (2023). Визначення радіусу кочення колеса при моделюванні динаміки драгстера. Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців : наук. пр. IV Міжнар. наук.-практ. конф. до Дня автомобіліста та дорожника, 23–25 жовт. 2023 р. / Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Харків, 32–37.

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

Шевченко Денис, ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Shevchenko@gmail.com](mailto:Shevchenko@gmail.com)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДВИГУНОМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ VOLKSWAGEN**

Система упорскування "К-Jetronic" фірми BOSCH є механічною системою постійного впорскування палива.

Паливо під тиском надходить до форсунок, встановлених перед впускними клапанами у впускному колекторі.

Форсунка безперервно розпорошує паливо, що надходить під тиском. Тиск палива (витрата) залежить від навантаження двигуна (від розрідження у впускному колекторі) і від температури рідини, що охолоджує.

Кількість повітря, що підводиться постійно вимірюється витратоміром, а кількість палива, що впорскується, суворо пропорційно (1:14,7) кількості повітря, що надходить (за винятком ряду режимів роботи двигуна, таких як пуск холодного двигуна, робота під повним навантаженням і т.д.) і регулюється дозатором-розподільником палива [1, 2].

Дозатор-розподільник або регулятор складу та кількості робочої суміші складається з регулятора кількості палива та витратоміра повітря.

Регулювання кількості палива забезпечується розподільником, керованим витратоміром повітря та регулятором керуючого тиску.

У свою чергу вплив регулятора керуючого тиску визначається величиною розрідження, що підводиться до нього, у впускному трубопроводі і температурою рідини системи охолодження двигуна.

Принцип дії. Паливний насос 2 (рис. 1), забирає паливо з бака 1 і подає його під тиском близько 0,5 МПа через накопичувач 3 і фільтр 4 до каналу "А" дозатора-розподільника 6.

Для того, щоб встановити необхідне співвідношення між кількістю повітря, що надходить, і кількістю впорскуваного бензину використовується