

О. І. Назаров<sup>1</sup>  
В. А. Кашканов<sup>2</sup>  
Р. С. Гуменюк<sup>1</sup>  
Є. А. Котік<sup>1</sup>

## ОБҐРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА МІЖОСЬОВОГО РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНОЇ СИЛИ НА КЕРОВАНІСТЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<sup>2</sup>Вінницький національний технічний університет

*У статті розглядається зміна радіуса миттєвого центра повороту легкового автомобіля, що рухається по криволінійній траєкторії під час гальмування, з урахуванням бічного уводу коліс обох осей автомобілів, як обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, так і не обладнаних такими.*

*Запропоновано критерій щодо оцінки керованості легкових автомобілів, які рухаються по криволінійній траєкторії в загальмованому стані, шляхом зіставлення відношення поточної швидкості автомобіля до подовжньої бази із співвідношенням коефіцієнтів бічного уводу шин до добутку подовжньої бази автомобіля, маси і косинусів кутів, що характеризують положення нового миттєвого центра повороту.*

*Встановлено, що радіус миттєвого повороту подовжньої осі автомобіля, що рухається по криволінійній траєкторії під час гальмування, залежить від швидкості руху центра мас автомобіля, коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили, фізичних характеристик застосовуваних шин, кута керованих коліс і конструктивно-вагових параметрів. У результаті це дозволяє встановити контрольованість керованості.*

*Авторами одержано залежності, які дозволять створювати нові алгоритми функціонування сучасних електронних систем управління стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля, що враховують одночасно швидкість руху автомобіля, його конструктивно-вагові характеристики, основну характеристику його гальмівної системи (коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля), фізичні характеристики використовуваних шин на колесах та пов'язувати їх з кутами керованих коліс, контролюючи відхилення подовжньої осі, що дозволяє водієві зберігати можливість здійснення досить різких маневрів безпосередньо в процесі гальмування, рухаючись по криволінійній траєкторії.*

**Ключові слова:** легковий автомобіль, керованість, гальмування, криволінійна траєкторія руху, алгоритм функціонування електронної системи стеження за процесом стабілізації курсового кута.

### Вступ

Покращення керованості під час гальмування транспортних засобів, зокрема, легкових автомобілів, обладнаних електронними системами стеження за процесом гальмування, може бути досягнуто за рахунок низки заходів, в тому числі забезпечення необхідної відстані між транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці [1, 2].

Як варіант вирішення задачі, є реалізація необхідної величини гальмівного моменту легкових автомобілів в даних експлуатаційних умовах за рахунок застосування електронних гальмівних систем [3], які відслідковують зміну швидкості руху автомобіля, його коліс та положення подовжньої осі в фіксований момент часу [4–6].

Роботу виконували на підставі договору від 01.09.2015 про творчу співпрацю між Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом та конструкторсько-експериментальним відділом Запорізького автомобілебудівного заводу.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Наприкінці шістдесятих років з'явилося важливе вдосконалення гальмівної системи автомобіля – антиблокувальна система гальм (англ. Antilock Braking System).

ABS робить практично неможливим блокування коліс за рахунок керованого електронним блоком зниження тиску у гальмівних контурах коліс, підданих у цей момент блокуванню. У такий спосіб підтримує їх «на грані» блокування. Гальмування в цей момент вважається найбільш ефективним [10].

У наш час відбувається безперервне подальше вдосконалювання гальмових систем автомобілів (можна назвати такі порівняно недавні нововведення, як ESP, TCS, EBD, і т. д.), результатом якого стає подальший ріст активної безпеки [1, 10, 11].

Важливим фактором забезпечення безпеки залишається дія водія. Автоматизація систем допомагає водієві домогтися найбільш ефективного гальмування.

Bosch розробив нову систему прогнозування гальмівної системи, яка може підготувати гальмівну систему до екстреного гальмування. Вона працює в парі з адаптивним круїз-контролем, чий радар використовується для виявлення об'єктів перед автомобілем [10]. Система, визначивши перешкоду попереду, починає злегка притискати гальмівні колодки до дисків. Таким чином, якщо водій натисне на педаль гальма, він відразу ж отримає найшвидшу відповідь від системи. Нова система ефективніша, ніж звичайний Brake Assist.

В майбутньому Bosch планує впровадити прогностичну систему безпеки, яка здатна сигналізувати про критичну ситуацію попереду за допомогою вібрації педалей гальма.

У зв'язку з тим, що останнім часом набирають популярність електромобілі та автомобілі з гібридними силовими установками, все частіше використовується рекуперативне гальмування [13–15], де енергія, вироблювана при гальмуванні, перетворюється в електричну і підзаряджає акумулятори. Наприклад, в Toyota Prius гальмівні колодки використовуються для утримання автомобіля на місці й для екстреного гальмування, а основну роль у гальмуванні грають мотор-генератори, тому гальмові колодки в гібридних автомобілів служать у кілька разів довше, ніж у звичайних.

У поєднанні з ABS, система EBD не дозволяє відправити автомобіль в занос, наприклад, при екстреному гальмуванні, зберігаючи при цьому контроль водія над рульовим керуванням, що підвищує не тільки стійкість, але і керованість [16].

Якщо колеса автомобіля знаходяться на різних поверхнях (наприклад, ліві колеса на сухій дорозі, а праві на снігу), то в цьому випадку, щоб уникнути блокування коліс праворуч, на них буде подано менше гальмівного зусилля. Розподіляються гальмівні зусилля між лівими і правими колесами. За тією ж схемою відбувається гальмування в поворотах.

EBD створює умови для руху автомобіля більш передбачуваним і керованим при гальмуванні, а значить – безпечним.

Система EBD здатна розподіляти необхідне гальмівне зусилля для кожного колеса автомобіля. Вона може контролювати швидкість, розгін, уповільнення кожного колеса, щоб точно визначити за швидкістю обертання підшипника, яке необхідно гальмівне зусилля для сталого та стабільного гальмування [16].

Деякі системи електронного розподілу гальмівних зусиль можуть контролювати кут повороту рульового колеса і швидкість проходження повороту, на той випадок, щоб в разі гальмування в цих умовах правильно розподілити гальмівне зусилля для безпечної зупинки. Також після виходу автомобіля з повороту система, враховуючи зміщення центра ваги автомобіля, оптимально розподіляє гальмівні зусилля по відповідним колесам, створюючи в гідравлічній гальмівній системі певну величину приводного тиску [16].

Електронна система розподілу гальмівних сил скоріше превентивний засіб керованості автомобіля при гальмуванні.

Таким чином, найбільш важливим фактором забезпечення безпеки залишається керованість.

Як відомо, керованість автомобіля, тією чи іншою мірою, пов'язана як з його конструктивно-ваговими параметрами, конструкцією і типом застосовуваних гальмівних механізмів, видом гальмівного приводу, так і уводом коліс, які контактують з опорною поверхнею в змінних експлуатаційних умовах [7–10].

### **Виділення не вирішеної раніше частини загальної проблеми**

Таким чином, зміна гальмівних моментів та наявність уводу коліс передньої і задньої осей спричиняє переміщення миттєвого центра повороту, який і визначає миттєвий радіус повороту легкового автомобіля, що рухається по криволінійній траєкторії під час гальмування.

Отже, дослідження зміни керованості легкового автомобіля під час гальмування в повороті за зміною коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили, є актуальною задачею.

### **Мета і постановка задачі**

Метою роботи є встановлення залежності керованості легкових автомобілів від зміни коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили.

### **Викладка основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів**

Розглянемо можливу схему руху легкового автомобіля під час гальмування без блокування коліс з

вимкненою трансмісією, за наявності повороту керованих коліс і кута відхилення подовжньої осі автомобіля (рис. 1).

Для спрощення сприйняття рис. 1 на ньому умовно суміщено подовжню вісь автомобіля в момент, коли на початку гальмування кут повороту керованих коліс не перевищує кутів бічного уводу ( $\theta_1 < \delta_1$ ,  $\theta_1 < \delta_2$ ), з положенням подовжньої осі автомобіля, коли кут повороту керованих коліс перевищує їхнє значення ( $\theta_1 > \delta_1$ ,  $\theta_1 > \delta_2$ ).

Класично [3] прийнято, що в разі відсутності кутів бічного уводу коліс ( $\theta_1 < \delta_1$ ), миттєвий центр повороту  $P$  подовжньої осі автомобіля знаходиться на перетині перпендикулярів до векторів швидкостей точок А і В центрів передньої і задньої осей (відрізок  $BP$ , див. рис. 1) та визначає миттєвий радіус повороту  $R_k$ .

У початковий момент повороту керованих коліс на кут  $\theta_1 > \delta_1$  під час гальмування наявність уводу коліс передньої і задньої осей автомобіля призводить до переміщення першого миттєвого центра повороту з точки  $P_1$ , що лежить на відрізку  $BP_2$ , відхиленому на кут  $\delta_2$  уводу шин задніх коліс, у точку поточного миттєвого центра повороту  $P_i$ .

Якщо з миттєвого центра повороту  $P_i$  опустити перпендикуляр на подовжню вісь автомобіля, то визначимо точку  $P_{1i}$ , вектор швидкості якої збігається за напрямком з подовжньою віссю автомобіля, відхиленою на кут  $\Psi_i$ , який і визначає новий радіус повороту  $R_i$  з кутовою швидкістю  $\omega_i$ . При чому, подальший рух автомобіля може викликати переміщення миттєвого центра повороту до точки  $P_2$  з кутовою швидкістю  $\omega_2$  та радіусом повороту  $R_2$ .

Подальший рух загальмовуваного автомобіля може відбуватися за двома сценаріями. Перший – коли проекція миттєвого центра повороту  $P_i$  знаходиться на відрізку  $BO$ , рівному відстані від центра мас автомобіля до осі задніх коліс, та другий – коли належить відрізку  $OA$ , рівному відстані від центра мас автомобіля до осі передніх коліс (див. рис. 1).

Розглянемо перший випадок. У такому разі значення лінійної швидкості буде найменшим серед всіх точок, що належать відрізку  $BO$  у першій точці  $P_1$ , оскільки відстань від цієї точки до миттєвого центра швидкостей буде мінімальною.

З геометричних співвідношень (див. рис. 1) знаходиться радіус початкового повороту автомобіля, коли кут повороту керованих коліс  $\theta_1 > \delta_i$

$$R_1 = \frac{b - l_i}{\operatorname{tg} \xi_1} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1)} = \frac{a + l_1}{\operatorname{tg}(\psi_1 - \delta_2)}, \quad (1)$$

де  $\xi_1$  – кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує миттєвий центр повороту  $P_1$  з точкою  $B_1$  (див. рис. 1,  $\xi_1 = \delta_2$ );  $\theta_1$  – кут між вектором швидкості центра мас і подовжньою віссю автомобіля;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – кут уводу коліс передньої і задньої осей;  $\psi_1$  – кут повороту подовжньої осі автомобіля навколо миттєвої точки  $P_1$  (умовно не показано).

Причому відстань від центра мас до точки перетину з подовжньою віссю в такому разі

$$l_1 = b - R_1 \cdot \operatorname{tg} \xi_1 = b - R_1 \cdot \operatorname{tg} \delta_2. \quad (2)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (1) і (2), одержимо залежність радіуса повороту автомобіля при уводі керованих коліс, повернутих на кут  $\theta_1$ ,

$$R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (3)$$

Для малих кутів уводу коліс отримаємо формулу Аккермана [10]

$$R_1 = \frac{L}{\theta_1 + \delta_2 - \delta_1} = \frac{L}{\psi_1}. \quad (4)$$

Аналогічно (див. рис. 1) отримаємо залежність для  $i$ -го радіуса повороту автомобіля

$$R_i = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{1i})} = \frac{a + l_i}{\operatorname{tg}(\psi_i - \delta_{2i})}, \quad (5)$$

де  $\psi_i$  –  $i$ -й кут повороту подовжньої осі автомобіля ( $\psi_i = \theta_i - \Psi$ ).

Розв'язуючи спільно (2) і (3), одержимо залежність положення проекції точки центра  $i$ -го миттєвого повороту на подовжній осі автомобіля

$$l_i = L \cdot \left[ \frac{b}{L} - \frac{\operatorname{tg} \delta_{2i}}{\operatorname{tg} \delta_{2i} + \operatorname{tg} (\theta_i - \delta_{1i})} \right]. \quad (6)$$

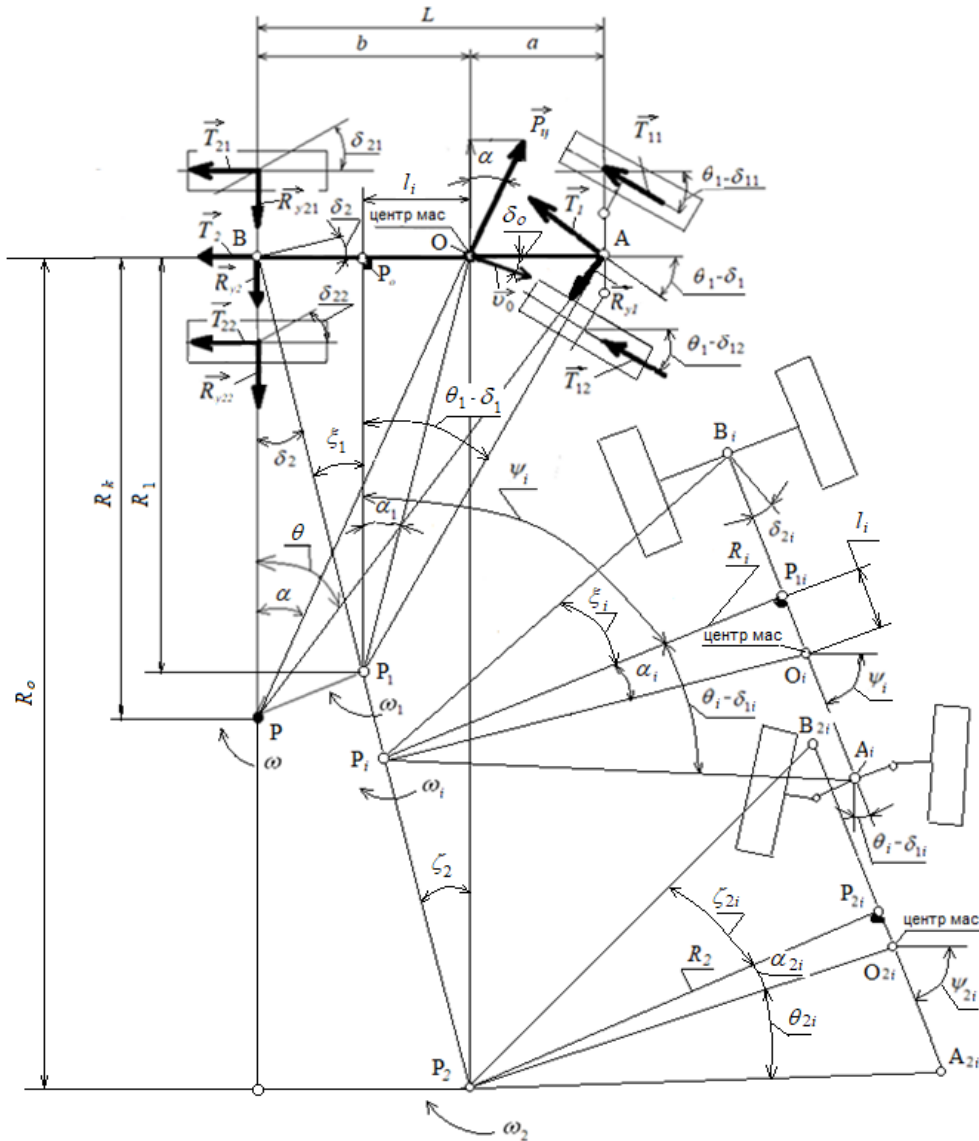


Рис. 1. Схема сил і моментів на загальмовуваний автомобіль при наявності керованої дії

З урахуванням кутів уводу коліс передньої й задньої осей на підставі (5) кут миттєвого повороту подовжньої осі

$$\operatorname{tg} (\psi_i - \delta_{2i}) = \frac{1 - \frac{\operatorname{tg} \delta_{2i}}{\operatorname{tg} \delta_{2i} + \operatorname{tg} (\theta_i - \delta_{1i})}}{R_i / L}. \quad (7)$$

Так як при застосуванні однотипних шин, то для автомобілів кути уводу коліс передньої й задньої осей рівні ( $\delta_1 = \delta_2 = \delta_i$ ) і залежність (7) перетвориться в

$$\operatorname{tg} (\psi_i - \delta_i) = \frac{L}{R_i} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg} \delta_i}{\operatorname{tg} (\theta_i - \delta_i)}}. \quad (8)$$

У разі використання жорстких шин на колесах передньої та задньої осей рівність (8) матиме вигляд

$$\operatorname{tg} \psi_i = \frac{L}{R_i}. \quad (9)$$

Таким чином, за допомогою одержаних залежностей (7) або (8) можна встановити траєкторію руху центра мас автомобіля з поворотом керованих коліс.

Залежно від положення точки перетину перпендикуляра з віссю автомобіля (див. рис. 1) в межах бази автомобіля траєкторія повороту буде різною.

Крім того, траєкторія руху при повороті автомобіля з еластичними колесами буде відрізнятися від траєкторії руху автомобіля з жорсткими колесами, оскільки миттєвий центр повороту переміститься з точки  $P_i$  в точку  $P$  (див. рис. 1).

Оскільки кути уводу передньої й задньої осі визначаються [11] як

$$\delta_i = \frac{R_{y2}}{K_{y2}} = \frac{R_{y1}}{K_{y1}}, \quad (9)$$

де  $K_{y1}$ ,  $K_{y2}$  – коефіцієнти опору уводу коліс передньої та задньої осей, то осьові бічні реакції при гальмуванні автомобіля в разі рівномірного обертання його подовжньої осі з кутовою швидкістю  $\omega$  навколо миттєвого центра повороту (точки  $P_i$ , див. рис. 1) можуть бути визначені з рівностей:

– для передньої осі

$$R_{y1} = T_1 \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_{i1}) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_{i1})}, \quad (10)$$

де  $T_1$  – гальмівна сила на передній осі автомобіля [12];  $m_a$  – маса автомобіля;  $\alpha_i$  –  $i$ -й кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує  $i$ -й миттєвий центр повороту  $P_i$  з центром мас  $O_i$  (див. рис. 1,  $\alpha_i \neq \alpha_1$ );  $\xi_i$  –  $i$ -й кут між перпендикуляром на подовжню вісь автомобіля та відрізком, що з'єднує  $i$ -й миттєвий центр повороту  $P_i$  з точкою  $B_i$  (див. рис. 1,  $\xi_i \neq \xi_1$ ).

– для задньої осі

$$R_{y2} = \frac{m_a \cdot v^2}{R_i} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i. \quad (11)$$

При чому гранична гальмівна сила передньої осі визначається, як [11]

$$T_1 = \beta \cdot \phi_i \cdot m_a \cdot g = \beta \cdot m_a \cdot [j], \quad (12)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля;  $\phi_i$  – коефіцієнт зчеплення між колесами і дорогою;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $[j]$  – величина граничного уповільнення автомобіля.

Отже, у загальному випадку, коли на осях автомобіля застосовуються однотипні шини ( $\delta_1 = \delta_2 = \delta_i$ ), у відповідності до залежності (9) із урахуванням (10), (11) і (12)

$$\delta_i = \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y2}} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \beta \cdot \frac{m_a \cdot [j]}{K_{y1}} \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i) + \frac{m_a \cdot v^2}{R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos(\theta_i - \delta_i)}. \quad (13)$$

Якщо кут повороту керованих коліс відсутній, то в початковий момент гальмування ( $\theta_i = \theta_1$ ,  $\alpha_i = \alpha$ ,  $\xi_i = 0$ , див. рис. 1), нехтуючи величиною кутів уводу коліс, одержимо такі залежності:

$$R_{y1} = \beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_1}, \quad (14)$$

$$R_{y2} = \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha. \quad (15)$$

Тоді, для прийнятих вище умов в початковий момент маневрування з гальмуванням у повороті радіусом  $R_k$  бічний увід подовжньої осі автомобіля (див. рис.1)

$$\delta_o = \frac{\beta \cdot \frac{[j]}{K_{y1}} \cdot \operatorname{tg} \theta_1 + \frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \theta_1}}{K_{y1}} = \frac{\frac{m_a \cdot v^2}{R_k} \cdot \frac{a}{L} \cdot \cos \alpha}{K_{y2}}. \quad (16)$$

Звідки випливає, що керованість легкового автомобіля при маневруванні зі змінним радіусом

повороту  $R_i$  та  $\delta_1=\delta_2=\delta_i$  буде найвищою, коли  $a=b=L/2$ , тобто задовольняє співвідношення (13).

У такому разі, враховуючи кут  $\Psi_i$  Аккермана [10], в результаті маємо залежність, яка пов'язує відхилення подовжньої осі зразкового автомобіля ( $a=b=L/2$ ) з масою  $m_a$ , швидкістю руху  $v$ , коефіцієнтом міжосьового розподілу гальмівної сили  $\beta$ , радіусом кривизни траєкторії  $R_i$

$$\frac{m_a \cdot v^2}{2R_i \cdot K_{y2}} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i = \beta \cdot \frac{m_a \cdot [j]}{K_{y1}} \cdot \operatorname{tg} \psi_i + \frac{m_a \cdot v^2}{2R_i \cdot K_{y1}} \cdot \frac{\cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}{\cos \psi_i} = \frac{L}{2R_i}. \quad (17)$$

Звідки випливає, що забезпечення керованості зразкового легкового автомобіля при гальмуванні на криволінійній дільниці дороги можливе, якщо квадрат відношення швидкості руху до подовжньої бази задовольняє рівність

$$\left(\frac{v}{L}\right)^2 = \frac{K_{y2}}{L \cdot m_a \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}, \quad (18)$$

або

$$\left(\frac{v}{L}\right)^2 = \left[ K_{y1} - \frac{\beta \cdot m_a \cdot g \cdot \phi_i \cdot \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i)}{L/2R_i} \right] \cdot \frac{\cos(\theta_i - \delta_i)}{m_a \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \xi_i}. \quad (19)$$

До подібного висновку дійшли автори у роботі [10] для особливого випадку руху незагальмованого автомобіля в повороті.

Якщо у початковий момент гальмування миттєвий центр  $P_i$  повороту автомобіля, який рухається по криволінійній траєкторії, збігається з перпендикуляром до центра мас (точка  $P_2$ ), то радіус повороту подовжньої осі зростає до  $R_0$  (див. рис. 1).

Зокрема, можна стверджувати, що керованість зразкового легкового автомобіля у початковий момент гальмування з максимальним радіусом повороту  $R_0$  буде найвищою ( $\alpha_i=\alpha_o$ ,  $\xi_i=\xi_o=0$ , див. рис.1) якщо виконуються співвідношення

$$\frac{m_a \cdot v^2}{2R_o \cdot K_{y2}} \cdot \cos \alpha_o = \beta \cdot \frac{m_a \cdot g \cdot \phi_i}{K_{y1}} \cdot \operatorname{tg}(\theta_o - \delta_i) + \frac{m_a \cdot v^2}{2R_o \cdot K_{y1}} \cdot \frac{\cos \alpha_o}{\cos(\theta_o - \delta_i)} = \frac{L}{2R_o}. \quad (20)$$

Таким чином, одержано залежність (13), яка, ув'язуючи радіус миттєвого повороту подовжньої осі автомобіля, що рухається по криволінійній траєкторії під час гальмування, зі швидкістю руху центра мас автомобіля, коефіцієнтом міжосьового розподілу гальмівної сили, фізичними характеристиками застосовуваних шин, кутом керованих коліс і конструктивно-ваговими параметрами, дозволяє встановити контрольованість керованості.

### Перспективи подальших досліджень

Обґрунтування нових алгоритмів функціонування сучасних електронних систем управління стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля, які забезпечують одночасно високу ефективність гальмування й дозволяють водієві зберігати контроль над транспортним засобом під час екстреного гальмування. Поєднання цих двох чинників зробить суттєве покращення активної безпеки транспортних засобів.

### Висновки

Авторами одержано залежності, які дозволяють створити нові алгоритми функціонування сучасних електронних систем управління стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля, які враховують одночасно швидкість руху автомобіля, його конструктивно-вагові характеристики, основну характеристику його гальмівної системи (коефіцієнт міжосьового розподілу гальмівної сили автомобіля), фізичні характеристики використовуваних шин на колесах та пов'язувати їх з кутами керованих коліс, контролюючи відхилення подовжньої осі, що дозволяє водієві зберігати можливість здійснення досить різких маневрів безпосередньо в процесі гальмування, рухаючись по криволінійній траєкторії.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Л. В. Михалева, О. В. Алексеева, О. С. Гасилова, Б. А. Сидоров, «Результаты определения минимально безопасного расстояния между легковыми автомобилями, движущимися в попутном направлении», *Известия ТУЛГУ. Технические науки*, вып. 4, с. 214-219, 2011.

- [2] Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. [Чинний від 28.11.2010]. К.: Держспоживстандарт України, 2011, 26 с. (Національний стандарт України).
- [3] О. І. Назаров, І. О. Назаров, Є. М. Шпінда, «Підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів, обладнаних комбінованими системами стеження за процесом гальмування», *Вісник машинобудування та транспорту*, вип. 2(10), с. 54-63, 2019.
- [4] В. І. Назаров, О. І. Назаров, І. О. Назаров, «Математичне моделювання перерозподілу вертикальних реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом», *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*, № 39(1082), с. 134-141, 2014.
- [5] А. І. Назаров, І. А. Назаров, В. І. Назаров, «Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны», *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле і тракторобудування*. № 8 (1117), с. 42-50, 2015.
- [6] В. І. Назаров, «Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги», *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Механіка та машинобудування*, № 1, с. 102-110, 2015.
- [7] И. В. Ходес, А. С. Никитин, «Влияние координаты центра массы на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля», *Известия ВОЛГГТУ*, т. 2, вып. 5, с. 41-44, 2012.
- [8] А. А. Ревин, В. А. Оберемок, А. М. Аванесян, «Влияние состояния элементов подвески легкового автомобиля с регулятором тормозных сил (РТС) на тормозную динамику», *Политехнический сетевой электронный научный журнал КУБГАУ*, № 86(02), с. 1-10, 2013.
- [9] А. А. Бобошко, «Оценка предельных по условиям сцепления колес с дорогой показателей управляемости автомобилей и тракторов», *Автомобильный транспорт*, вып. 7, с. 92-94, 2001.
- [10] В. Г. Вербицкий, В. П. Сахно, А. П. Кравченко, *Автомобили. Устойчивость*. Донецк-Киев-Луганск: Ноулидж, 2013.
- [11] Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская, *Теория автомобиля*. М.: МГИУ, 2008. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>.
- [12] О. І. Назаров, В. І. Назаров, «Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів» у *Міжсезивський збірник Наукові нотатки (за галузями знань «Технічні науки»)*. Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Вип. 56. С. 119-127
- [13] J. Zhang, D. Ren, B. Song, G. Sun, G. Sun, «The research of regenerative braking control strategy for advanced braking force distribution», in *Proceedings of the 5th International Conference on Natural Computation (ICNC 2009)*, vol. 6, pp. 458–462, Tianjin, China.
- [14] J. Zhang, D. Kong, L. Chen, X. Chen, «Optimization of control strategy for regenerative braking of an electrified bus equipped with an anti-lock braking system», *Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, no. 4, pp. 494–506, 2012.
- [15] C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim, «Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift», *Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, no. 4, pp. 457–467, 2012.
- [16] Система распределения тормозных усилий. [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://www.dolavto.ru/info/articles/chto-takoe-sistema-raspredeleniya-tormoznykh-usilii>.

**Назаров Олександр Іванович** – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [hefer64@gmail.com](mailto:hefer64@gmail.com).

**Гуменюк Роман Сергійович** – магістрант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [skyline3d68@gmail.com](mailto:skyline3d68@gmail.com).

**Котік Євгеній Анатолійович** – магістрант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [dalglis.kr4@gmail.com](mailto:dalglis.kr4@gmail.com).

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

**Кашканов Віталій Альбертович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: [kash\\_2004@ukr.net](mailto:kash_2004@ukr.net).

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

**A. Nazarov<sup>1</sup>**  
**V. Kashkanov<sup>2</sup>**  
**R. Gumenyuk<sup>1</sup>**  
**E. Kotik<sup>1</sup>**

## Substantiation of the influence of changes in the coefficient of axle distribution of braking force on the handling of a passenger car

<sup>1</sup>Kharkiv National Automobile and Highway University

<sup>2</sup>Vinnitsa National Technical University

The article considers the change of the radius of the instantaneous center of rotation of a car moving along a curved trajectory during braking, taking into account the lateral input of the wheels of both axles of cars, both equipped with electronic tracking systems and not equipped with such.

A criterion for assessing the controllability of cars moving on a curved trajectory in a braked state, by comparing the ratio of the current speed of the car to the longitudinal base with the ratio of the coefficients of lateral tire input to the product of the longitudinal base of the car, mass and cosines.

It is established that the radius of instantaneous rotation of the longitudinal axis of the car moving along a curved trajectory during braking depends on the speed of the center of mass of the car, the coefficient of axle distribution of braking force, physical characteristics of applied tires, steering wheel angle and design and weight parameters. As a result, it allows you to set controllability.

The authors obtained dependences that will create new algorithms for the operation of modern electronic control systems for stabilizing the longitudinal axis of a braked car, taking into account the speed of the car, its design and weight characteristics, the main characteristics of its braking system (coefficient of axle braking force distribution), physical characteristics used tires on wheels and connect them to the angles of the steered wheels, controlling the deviation of the longitudinal axis, which allows the driver to maintain the possibility of quite sharp maneuvers directly in the braking process, moving along a curved trajectory.

**Key words:** passenger car, operation, braking properties, wear of brake mechanisms, design coefficient of brakes, actual coefficient of distribution of braking forces between axles, electronic system for tracking the braking process.

**Nazarov Alexander** – Ph. D. (Eng), Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: [hefer64@gmail.com](mailto:hefer64@gmail.com).

**Kashkanov Vitaliy** – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: [kash\\_2004@ukr.net](mailto:kash_2004@ukr.net).

**Gumenyuk Roman** – Master's student of the Department of Technical Operation and Car Service, e-mail: [skyline3d68@gmail.com](mailto:skyline3d68@gmail.com).

**Kotik Evgenui** – Master's student of the Department of Technical Operation and Car Service, e-mail: [dalGLISH.kr4@gmail.com](mailto:dalGLISH.kr4@gmail.com).

**А. И. Назаров<sup>1</sup>**  
**В. А. Кашканов<sup>2</sup>**  
**Р. С. Гуменюк<sup>1</sup>**  
**Е. А. Котик<sup>1</sup>**

## Обоснование влияния изменения коэффициента межосевого распределения тормозной силы на управляемость легкового автомобиля

<sup>1</sup>Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

<sup>2</sup>Виницкий национальный технический университет

В статье рассматривается изменение радиуса мгновенного центра поворота легкового автомобиля, движущегося по криволинейной траектории при торможении, с учетом бокового увода колес обеих осей автомобилей как оборудованных электронными системами слежения за процессом торможения, так и не оборудованных такими.

Предложен критерий в оценке управляемости легковых автомобиля, которые движутся по криволинейной траектории в заторможенном состоянии, путем сопоставления отношения текущей скорости автомобиля к его продольной базе с соотношением коэффициентов бокового увода шин к произведению продольной базы автомобиля, массы и косинусов углов, характеризующих положение нового мгновенного центра поворота.

Установлено, что радиус мгновенного поворота продольной оси автомобиля, движущегося по криволинейной траектории при торможении, зависит от скорости движения центра масс автомобиля, коэффициента межосевого распределения тормозной силы, физических характеристик применяемых шин, углов управляемых колес и конструктивно-весовых параметров. В результате это позволяет установить контролируемость управляемости.

Авторами получены зависимости, которые позволят создать новые алгоритмы функционирования современных электронных систем управления стабилизацией продольной оси заторможенного легкового автомобиля, учитывающие одновременно скорость движения автомобиля, его конструктивно-весовые характеристики, основную характеристику его тормозной системы (коэффициент межосевого распределения тормозной силы автомобиля), физические характеристики используемых шин на колесах, и связать их с углами управляемых колес, контролируя отклонения продольной оси, что позволяет водителю сохранять возможность осуществления достаточно резких маневров непосредственно в процессе торможения, двигаясь по криволинейной траектории.

**Ключевые слова:** легковой автомобиль, управляемость, торможение, криволинейная траектория движения, алгоритм функционирования электронной системы слежения за процессом стабилизации курсового угла.

**Назаров Александр Иванович** – канд. техн. наук, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: [hefer64@gmail.com](mailto:hefer64@gmail.com).

**Кашканов Виталий Альбертович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: [kash\\_2004@ukr.net](mailto:kash_2004@ukr.net).

**Гуменюк Роман Сергеевич** – магистрант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: [skyline3d68@gmail.com](mailto:skyline3d68@gmail.com).

**Котик Евгений Анатоліевич** – магистрант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, e-mail: [dalGLISH.kr4@gmail.com](mailto:dalGLISH.kr4@gmail.com).