

*М.А. ПОДРИГАЛО, М.В. БАЙЦУР*

## **НОВИЙ СПОСІБ КЕРУВАННЯ РОЗПОДІЛОМ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ МІЖ ОСЯМИ АВТОМОБІЛЯ**

В роботі запропоновано та досліджено новий спосіб управління розподілом гальмівних сил між осями автомобіля, на якому встановлюються багатопоршневі дискові гальма відкритого типу з двома парами концентрично розташованих гальмівних колодок. Метою дослідження є підвищення стійкості автомобіля при екстрених та службових гальмуваннях шляхом використання нового способу управління розподілом гальмівних сил між осями за рахунок дискретної зміни розмірів активних робочих площ робочих гальмівних циліндрів. Для досягнення поставленої мети вирішено завдання визначення значення коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля при різному поєднанні включених робочих гальмівних циліндрів на передніх і задніх колесах та визначення порогових значень уповільнень автомобіля, при яких потрібно змінювати співвідношення включених робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осі. Результати проведеного дослідження показали, що використання багатопоршневих дискових гальм на передніх і задніх колесах двовісного автомобіля дозволяє організувати процес імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями.

**Ключові слова:** регулювання розподілу, гальмівні сили, багатопоршневе дискове гальмо, стійкість, ефективність гальмування.

*M. PODRIGALO, M. BAITSUR*

## **A NEW WAY TO CONTROL THE DISTRIBUTION OF BRAKING FORCES BETWEEN THE AXLES OF THE CAR**

The distribution of braking forces between the axles has a significant impact on the stability of the car when braking. Over the years, dozens of authors have proposed various methods for regulating braking forces and devices for their implementation (brake force regulators - RTS). The regulation process in most of the known technical solutions was carried out by changing the ratio of the pressure of the working fluid (liquid or air) in the actuators of the brake drive of the front and rear brakes. To change the ratio of the specified pressure, the regulation of the working fluid was used, which led to the instability of the regulation characteristics and the failure of the brake system. In this article, a new method for controlling the distribution of braking forces between the axles is proposed and researched, the essence of which is to change the ratio of the total areas of the actuators of the brake drives (the areas of the pistons of the working brake cylinders). The implementation of this method of controlling the distribution of braking forces between the axles became possible due to the creation of open-type multi-piston disc brakes with two pairs of concentrically arranged brake pads. The proposed method makes it possible to increase the stability of the car not only during emergency, but also during service braking. The aim of the study is to increase the stability of the car during emergency and service braking by using a new method of controlling the distribution of braking forces between the axles by discretely changing the size of the active working areas of the working brake cylinders. To achieve this goal, the tasks of determining the value of the coefficient of distribution of the brake force on the front axle of the car with a different combination of the included working brake cylinders on the wheels and rear wheels and determining the threshold values of the car deceleration, at which it is necessary to change the ratio of the included working brake cylinders on the wheels of the front and rear axles, are solved. The results of the study showed that the use of multi-piston disc brakes on the front and rear wheels of a two-axle vehicle makes it possible to organize the process of impulse control of the distribution of braking forces between the axles.

**Keywords:** distribution control, braking forces, multi-piston disc brake, stability, braking efficiency.

**Вступ.** Розподіл гальмівних сил між осями істотно впливає на стійкість автомобіля при гальмуванні. Протягом багатьох років десятки авторів пропонували різні способи регулювання гальмівних сил та пристрої для їх реалізації (регулятори гальмівних сил – РГС). Процес регулювання у більшості відомих технічних рішень здійснювався за рахунок зміни співвідношень тиску робочого тіла (рідини або повітря) у виконавчих механізмах гальмівного приводу передніх та задніх гальм. Для зміни співвідношення зазначеного тиску використовувалося редукування робочого тіла, це призводило до нестабільності характеристик регулювання та відмови гальмівної системи.

У цій статті запропоновано та досліджено новий спосіб управління розподілом гальмівних сил між осями, суть якого полягає у зміні співвідношення сумарних площ виконавчих механізмів гальмівних приводів (площі поршнів робочих гальмівних циліндрів). Реалізація зазначеного способу керування розподілом гальмівних сил між осями стала можливою завдяки створенню багатопоршневих дискових гальм відкритого типу з двома парами концентрично розташованих гальмівних колодок. Запропонований спосіб дозволяє підвищити стійкість автомобіля не тільки при екстрених, але і при службових гальмуваннях.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** Дискові гальма відкритого типу через свою параметричну та функціональну стабільність забезпечують не тільки стабільні значення гальмівних моментів, але й якісний розподіл гальмівних сил між осями, бортами та окремими колесами [1].

Застосування багатопоршневих дискових гальм з двома парами гальмівних колодок, розташованих концентрично (див. рис. 1 [2]) дозволяє поліпшити якість процесу управління розподілом гальмівних сил між осями за рахунок послідовного включення в роботу та відключення окремих робочих циліндрів передніх та задніх гальмівних механізмів.

У відомій роботі [3] А.В.Гредескула, С.І.Ломаки, Н.А.Булгакова наведено залежність коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою та геометричних параметрів автомобіля, реалізація якої забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх та задніх коліс і, на думку авторів [3], одночасне їхнє блокування. Зазначена залежність має вигляд

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b + \varphi h}{L}, \quad (1)$$

де  $P_{T1}$ ,  $P_{T2}$  – сумарні гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей автомобіля;  $b$  – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через осі машини (горизонтальна координата центру мас);  $h$  – висота центру мас щодо площини дороги;  $L$  – поздовжня колісна база автомобіля;  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Академіком Е.А.Чудаковим [4] показано, що реалізація закону (1) розподілу гальмівних сил між осями крім підвищення використання зчійної ваги при гальмуванні, що досягається без блокування коліс, також забезпечує і бічну стійкість автомобіля.

У роботі [5] підтверджено, що реалізація закону (1) дозволяє підвищити бічну стійкість автомобіля при дії бічної сили в процесі гальмування, але у випадку відносно невеликих значень останньої.

Залежність (1) у разі набуде вигляду [5]

$$\beta = \frac{\mu_1 \frac{b}{L} + \mu_2 \varphi \frac{b}{L}}{L}, \quad (2)$$

де  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – поправочні коефіцієнти, що залежать від величини діючої бічної сили.

При регулюванні розподілу гальмівних сил між бортами внаслідок дії в процесі гальмування бічної сили в рівнянні (2)  $\mu_1 = 1$ , а

$$\mu_2 = \sqrt{1 - m_y^2}, \quad (3)$$

де  $m_y$  – бічний коефіцієнт використання зчійної ваги,

$$m_y = \frac{P_y}{m\varphi g}, \quad (4)$$

де  $P_y$  – центральна бічна сила, що діє на автомобіль;  $m$  – маса автомобіля;  $g$  – прискорення вільного падіння ( $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>).

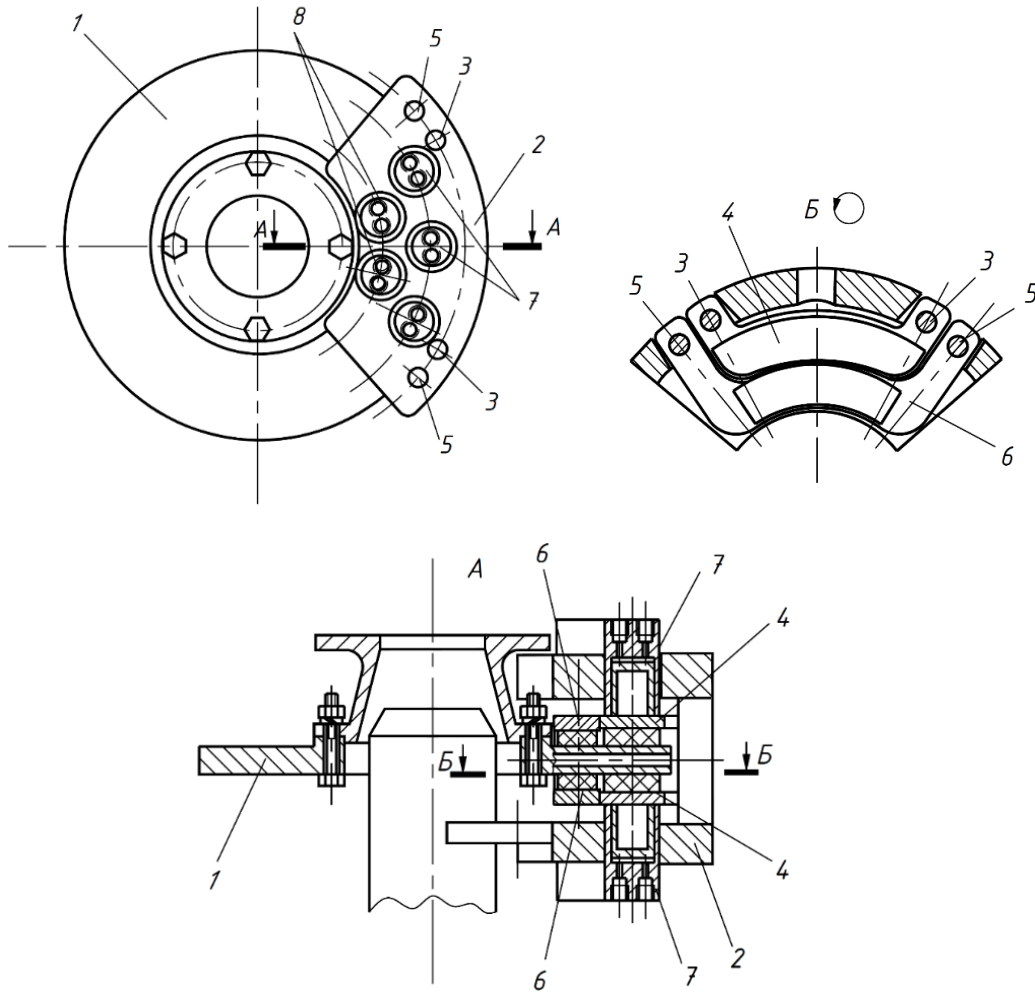


Рис. 1 – Схема дискового гальма із двома парами гальмівних колодок [2]

1 – гальмівний диск; 2 – скоба; 3,5 – опорні пальці; 4,6 – гальмівні колодки; 7, 8 – гальмівні циліндри

У роботі [6] розглянуто різні режими гальмування двовісних автомобілів та зроблено такі висновки:

- для забезпечення стійкості автомобіля при  $0 < \frac{j}{\varphi g} < 0,2$  гальмування може здійснюватися

або лише задніми колесами, або всіма колесами з перевищенням гальмівних сил на задніх колесах над гальмівними силами на передніх колесах;

- при  $0,2 < \frac{j}{\varphi g} < 0,5$  стійке гальмування може здійснюватися при рівних гальмівних силах на

всіх колесах;

- при  $0,5 < \frac{j}{\varphi g} < 0,7$  гальмування може здійснюватися за умови більшої інтенсивності

гальмування передніх коліс порівняно із задніми, причому перевищення гальмівних сил на передніх колесах має відповідати перевищенню нормальних реакцій на передніх колесах порівняно із задніми;

- при  $0,7 < \frac{j}{\varphi g} < 0,98$  гальмівні сили між передніми та задніми колесами повинні

розподілятися у співвідношенні, більшому порівняно з відношенням розподілу нормальних навантажень (перевищення має становити 10%).

Вираз (1) було отримано з умови виникнення гальмівних сил на осях коліс незалежно від того зазначені колеса заблоковані чи ні. У роботі [7] визначено закон розподілу гальмівних сил, що забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх та задніх коліс

$$\beta = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L}, \quad (5)$$

де  $r_d$  – динамічний радіус коліс автомобіля.

У зазначеній роботі також показано, що одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс (з використанням закону (5)) не гарантує збереження автомобілем стійкості, оскільки після цього з рівною ймовірністю може відбутися випереджувальне блокування, як передніх, так і задніх коліс. Для гарантованого забезпечення стійкості автомобіля після одночасного доведення до межі блокування передніх та задніх коліс необхідно реалізувати наступний закон розподілу гальмівних сил між осями [7]

$$\beta' = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L - \varphi \cdot r_d}. \quad (6)$$

Насправді динамічні радіуси передніх та задніх коліс  $r_{d1}$  та  $r_{d2}$  не рівні між собою. Тому з достатньою точністю можна приймати [7]

$$r_{d1} \cong r_{d2} \cong r_b, \quad (7)$$

де  $r_b$  – вільний радіус коліс автомобіля.

У роботі [8] рівняння (5) перетворено для випадків службового гальмування. Для цього введено відносне уповільнення  $\frac{j}{g}$ , максимальне значення якого

$$\frac{j_{\max}}{g} = \varphi. \quad (8)$$

Для випадків службових гальмування вираз (5) має вигляд [8]

$$\beta_{\text{служб.}} = \frac{b + (h - r_d) \frac{j}{g}}{L}. \quad (9)$$

При  $\frac{j}{g} = \frac{j_{\max}}{g} = \varphi$  величина  $\beta_{\text{служб.}} = \beta$  (див. залежність (5)).

У роботі [8] визначено коефіцієнт стійкості автомобіля при службових гальмуваннях

$$k_{\text{ст}} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left( \frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \right)^2 - (1 - \beta)^2 \frac{j^2}{g^2}}{\varphi^2 \left( \frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j^2}{g^2}}, \quad (10)$$

де  $a$  – відстань від передньої осі до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через осі автомобіля.

З умови  $k_{\text{ст}} = 1$  у роботі [8] отримано наведене квадратне рівняння відносно  $\beta$ , що має вигляд

$$\beta^2 - 2 \frac{b^2}{b^2 - a^2} \beta - \varphi^2 \left( \frac{h - r_d}{L} \right)^2 + \frac{2ab(h - r_d)}{L(b^2 - a^2)} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j} + \frac{b^2}{b^2 - a^2} = 0. \quad (11)$$

При розв'язанні квадратного рівняння автори розглядали випадки  $b=a$  та  $b>a$ . У цьому випадку знаходився лише один корінь квадратного рівняння. При  $b=a$  [8]

$$\beta = 0,5 + \frac{\varphi^2 \frac{h - r_d}{L}}{\frac{j}{g}}. \quad (12)$$

Коріння квадратного рівняння (11) [8]

$$\beta_{1,2} = \frac{b^2}{b^2 - a^2} \left[ 1 \pm \sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}} \right]. \quad (13)$$

З умови набуття реальних значень  $\beta$ , що лежать у межах  $[0;1]$ , отримаємо [8]

$$\beta = \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \quad \text{– при } b > a \quad (14)$$

$$\beta = \frac{\sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(\frac{a^2}{b^2} - 1\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(\frac{a^2}{b^2} - 1\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}} - 1}{\frac{a^2}{b^2} - 1} \quad \text{– при } a > b \quad (15)$$

Таким чином, якщо здійснювати управління розподілом гальмівних моментів (гальмівних сил) між осями за законами, що описуються рівняннями (11), (14) та (15), то буде забезпечено значення коефіцієнта стійкості, що дорівнює одиниці.

Для здійснення управління розподілом гальмівних сил між осями таким чином, щоб співвідношення гальмівних сил дорівнювало співвідношенню нормальних реакцій на осях, слід використовувати рівняння (9).

У цьому випадку вираз (10) набуде вигляду [8]

$$k_{cr} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 - (1 - \beta_{\text{служб}})^2 \frac{j^2}{g^2}}{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 - \beta_{\text{служб}}^2 \frac{j^2}{g^2}}}. \quad (16)$$

Після підстановки (9) у (16) і проведення перетворень отримаємо

$$k_{cr} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\left(\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 \left(\varphi^2 - \frac{j^2}{g^2}\right)}{\left(\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 \left(\varphi^2 - \frac{j^2}{g^2}\right)}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}}{\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}}. \quad (17)$$

Величина  $k_{cr} \geq 1$  у випадку, коли

$$\frac{ba}{L} - \frac{bj}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \geq \frac{ab}{L} + \frac{aj}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}. \quad (18)$$

Звідки отримаємо умову стійкості

$$\frac{j}{g}(h - r_d) \leq 0. \quad (19)$$

Умова (19) нездійсненна. Це означає, що при керуванні розподілом гальмівних моментів (гальмівних сил) між осями згідно із законом (9) стійкість автомобіля при службових гальмуваннях забезпечена не буде.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є підвищення стійкості автомобіля при екстрених та службових гальмуваннях шляхом використання нового способу керування розподілом гальмівних сил між осями за рахунок дискретної зміни розмірів активних робочих площ робочих гальмівних циліндрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити значення коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля при різній комбінації включення робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осей;

- визначити порогові значення уповільнень автомобіля, при яких потрібно змінювати співвідношення включених робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осей.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо на прикладі легкового автомобіля (з параметрами:  $a = b = L/2 = 1$  м;  $h = 0,5$  м;  $r_d = 0,3$  м) регулювання розподілу гальмівних сил між осями за рахунок підключення та відключення робочих циліндрів передніх та задніх дискових гальмівних механізмів. Схема керування такою гальмівною системою наведена на рис. 2.

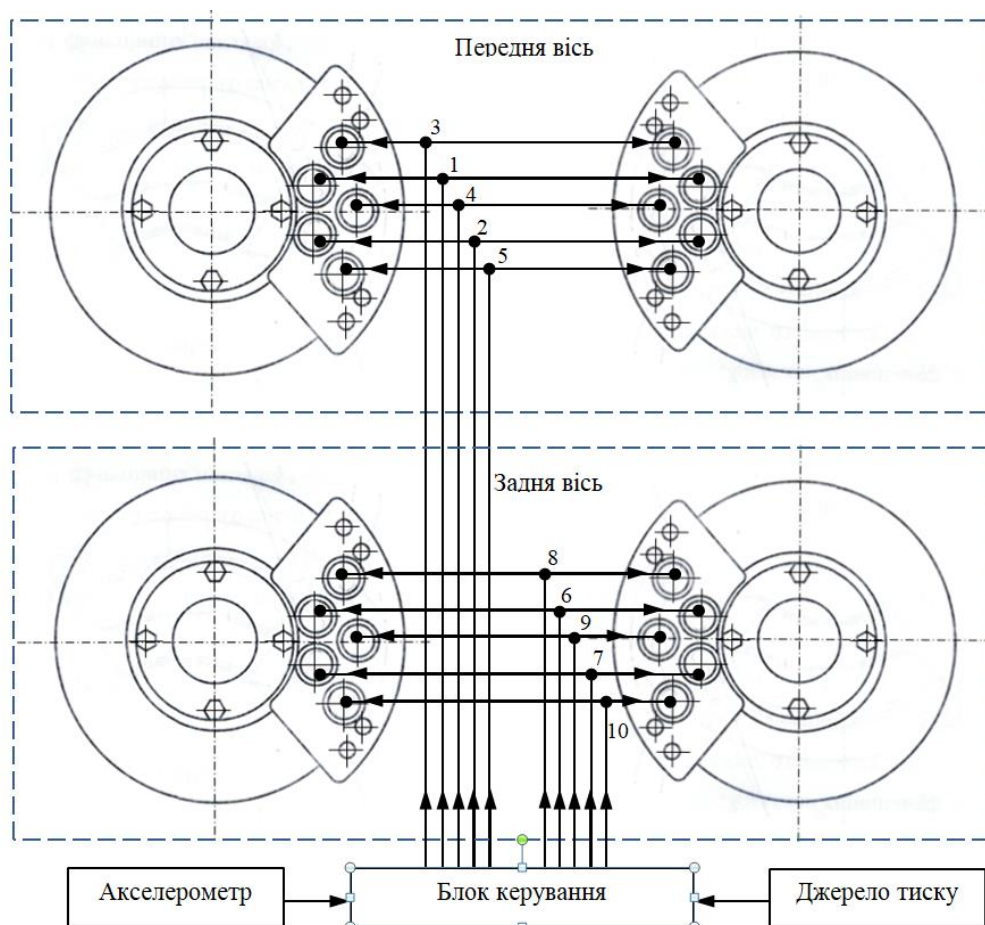


Рис. 2 – Схема системи імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями автомобіля

Гальмівний момент, створюваний багатопоршневим гальмом, може бути визначений як [2]

$$M_T = p(n_1 k_1 + n_2 k_2), \quad (20)$$

де  $p$  – тиск робочого тіла у гальмівному приводі;  $k_1, k_2$  – передавальні функції робочих циліндрів, що притискають гальмівні колодки (внутрішні та зовнішні, відповідно), відносно центру гальмівного диска;  $n_1, n_2$  – число циліндрів, що притискають внутрішні та зовнішні гальмівні колодки, відповідно.

Передавальні функції робочих циліндрів

$$k_1 = \frac{\pi d_{\text{рц}}^2}{4} \mu \cdot z \cdot \overline{R}_1; \quad (21)$$

$$k_2 = \frac{\pi d_{\text{рц}}^2}{4} \mu \cdot z \cdot \overline{R}_2, \quad (22)$$

де  $d_{\text{рц}}$  – діаметр робочого циліндра (однаковий у всіх робочих циліндрів);  $\mu$  – коефіцієнт тертя фрикційних пар (приймається однаковим для всіх фрикційних пар гальма);  $z$  – число пар тертя ( $z = 2$ );  $\overline{R}_1, \overline{R}_2$  – середні (ефективні) радіуси тертя внутрішніх та зовнішніх фрикційних пар (рис. 3).

При концентричному розташуванні двох пар колодок (рис. 3) середні (ефективні) радіуси тертя дорівнюватимуть

$$\overline{R}_1 = R_{\text{ВН}} \frac{1 + k_{R_1}}{2}; \quad (23)$$

$$\overline{R}_2 = R_{\text{ВН}} \frac{k_{R_1} (1 + k_{R_2})}{2}, \quad (24)$$

де  $R_{\text{ВН}}$  – внутрішній радіус гальмівного диска (внутрішній радіус тертя);  $k_{R_1}, k_{R_2}$  – співвідношення зовнішнього та внутрішнього радіусів тертя зовнішніх та внутрішніх гальмівних колодок, відповідно [9].

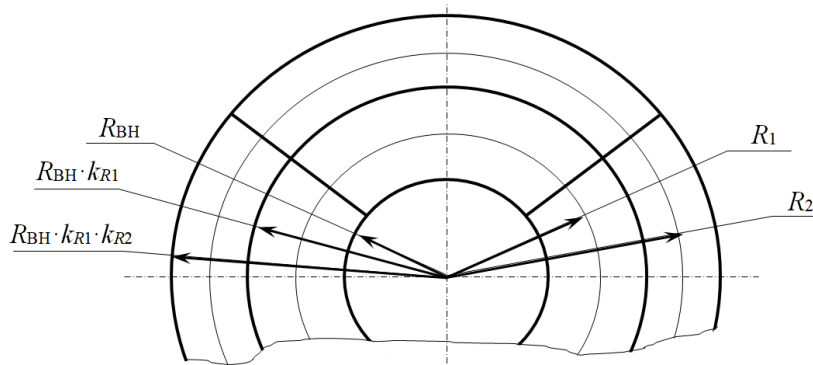


Рис. 3 – Схема визначення середніх ефективних радіусів пар тертя

Оптимальні значення  $k_{R_1}$  та  $k_{R_2}$  визначені у роботі [9] і становлять:  $k_{R_1} = 1,73$  та  $k_{R_2} = 1,358$ . Поділивши окремо ліві та праві частини рівнянь (21) та (22), отримаємо

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{\overline{R}_1}{\overline{R}_2} \quad (25)$$

або після підстановки (23) і (24) до (25)

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{1 + k_{R_1}}{k_{R_1} (1 + k_{R_2})} = \frac{1 + 1,73}{1,73(1 + 1,358)} = 0,669.$$

Таким чином,

$$k_1 = 0,669k_2. \quad (26)$$

Диференціюванням рівняння (11) по прискоренню, визначимо коефіцієнт чутливості коефіцієнта  $\beta$  по уповільненню  $j$

$$\frac{\partial \beta}{\partial j} = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \quad (27)$$

або

$$\partial \beta = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \partial j. \quad (28)$$

Переходячи від нескінченно малих прирощень до кінцевих, знаходимо

$$\Delta \beta = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \Delta j. \quad (29)$$

З виразу (29) знаходимо

$$\Delta j = -\Delta \beta \frac{j^2}{\varphi^2 g} \cdot \frac{L}{h - r_d}. \quad (30)$$

При послідовному включенні та відключенні робочих циліндрів передніх та задніх гальмівних механізмів відбувається послідовна ступінчаста зміна  $\beta$  коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь.

У разі гальмування автомобіля уповільнення послідовно зростає від нуля до деякого максимального значення. Необхідний за умовою забезпечення курсової стійкості коефіцієнт  $\beta$  при цьому повинен зменшуватися за гіперболічною залежністю (11) [6,7] від  $\beta = 1$  до

$$\beta = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L}.$$

Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля з багатопоршневими дисковими гальмами дорівнює

$$\beta = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} = \frac{M_{T_1}}{M_{T_1} + M_{T_2}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}}} = \frac{1}{1 + U}, \quad (31)$$

де  $M_{T_1}$ ,  $M_{T_2}$  – сумарні гальмівні моменти, створювані колесами передньої та задньої осі, відповідно;  $U$  – коефіцієнт,

$$U = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{P_{T_2}}{P_{T_1}}. \quad (32)$$

Для аналізованої гальмівної системи (рис.1 і рис.2)

$$U = \frac{n_{21}k_1 + n_{22}k_2}{n_{11}k_1 + n_{12}k_2}, \quad (33)$$

де  $n_{21}$ ,  $n_{22}$  – число працюючих робочих циліндрів заднього гальмівного механізму на внутрішній та зовнішній парах гальмівних колодок, відповідно;  $n_{11}$ ,  $n_{12}$  – число працюючих робочих циліндрів переднього гальмівного механізму на внутрішній і зовнішній парах гальмівних колодок, відповідно.

Враховуючи співвідношення (26), перетворимо вираз (33) на вигляд

$$U = \frac{n_{21}0,669k_2 + n_{22}k_2}{n_{11}0,669k_2 + n_{12}k_2} = \frac{0,669n_{21} + n_{22}}{0,669n_{11} + n_{12}}. \quad (34)$$

У таблиці 1 наведено результати розрахунку коефіцієнта  $U$  при різній комбінації параметрів  $n_{21}$ ,  $n_{22}$ ,  $n_{11}$ ,  $n_{12}$ . Також наведені відповідні конкретним значенням  $U$  величини коефіцієнта  $\beta$  розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля.



Таблиця 1 – Розрахунок коефіцієнта  $\beta$ 

№ п.п.	$n_{11}$	$n_{12}$	$n_{21}$	$n_{22}$	$U$		$\beta$
					Розрахункова формула	Значення	
1	1	0	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 1 + 0}$	6,485	0,133
2	2	0	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 0}$	3,242	0,236
3	2	1	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 1}$	1,855	0,350
4	2	2	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 2}$	1,3	0,435
5	2	3	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	1,0	0,5
6	2	3	1	3	$\frac{0,669 \cdot 1 + 3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,846	0,542
7	2	3	0	3	$\frac{3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,692	0,591
8	2	3	0	2	$\frac{2}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,461	0,684
9	2	3	0	1	$\frac{1}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,230	0,813
10	2	3	0	0	0	0	1,0

Припустимо, що гальмування автомобіля, який розглядається, відбувається на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi=0,8$ . При екстремому гальмуванні  $j/g=\varphi$  і, у цьому випадку, відповідно до виразу (12) коефіцієнт розподілу гальмівної сили  $\beta$  має мінімальне значення. Для розглянутого автомобіля при екстремому гальмуванні відповідно формулі (3) отримаємо

$$\beta = \beta_{\min} = 0,5 + 0,8 \cdot \frac{0,5 - 0,3}{2} = 0,58.$$

Таким чином, за умовою забезпечення стійкості автомобіля, що розглядається, при гальмуванні величина  $\beta_{\max} = 1$  і  $\beta_{\min} = 0,58$ . Це означає, що при  $\varphi=0,8$  нас цікавитимуть варіанти включення робочих гальмівних циліндрів №№ 7-10 (див. таблицю 1). Для організації процесу управління розподілом гальмівних сил (коефіцієнтом  $\beta$ ) з рівняння (12) визначимо уповільнення автомобіля

$$j = \frac{\beta - 0,5}{\varphi^2 g \frac{h - r_d}{L}}. \quad (35)$$

При підстановці параметрів автомобіля, що розглядається, і  $\varphi=0,8$  вираз (35) набуде вигляду

$$j = \frac{\beta - 0,5}{0,628}. \quad (36)$$

Вираз (36) визначає величину уповільнення автомобіля, що відповідає обраному варіанту розподілу гальмівної сили на передню вісь.

У таблиці 2 наведено результати розрахунку параметрів  $\beta$ ,  $\Delta\beta$ ,  $j$  і  $\Delta j$  для автомобіля, що розглядається, при гальмуванні на дорозі при  $\varphi=0,8$ . Відповідно до виразу (36)  $\beta=1$  при  $j \leq 0,796$  м/с<sup>2</sup>.

Таблиця 2 – Розрахунок параметрів  $\beta$ ,  $\Delta\beta$ ,  $j$  і  $\Delta j$ 

№ п.п.	$\beta$	$\Delta\beta$	$j$ , м/с <sup>2</sup>	$\Delta j$ , м/с <sup>2</sup>
10	1,0	0,187	0,796	0,189
9	0,813	0,129	0,498	0,051
8	0,684	0,093	0,292	0,0031
7	0,591	0	0,145	0

Результати, наведені в таблиці 2, дозволяють організувати керування розподілом гальмівних сил автомобіля при гальмуванні (керування коефіцієнтом розподілу гальмівної сили на передню вісь). Кожне значення  $j$  відповідає певному варіанту включення робочих циліндрів передніх і задніх багатопоршневих дискових гальм. Величина  $\Delta j$  характеризує ширину інтервалу значень  $j$ , що відповідають певному варіанту включення робочих гальмівних циліндрів.

### Висновки.

1. Результати проведеного дослідження показали, що використання багатопоршневих дискових гальм на передніх і задніх колесах двовісного автомобіля дозволяє організувати процес імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями. Скважність і коефіцієнт наповнення у разі дорівнюють одиниці.

2. Проведене дослідження дозволяє у подальшому використовувати багатопоршневі дискові гальма на передніх і задніх колесах для організації процесу управління стійкістю та маневреністю двовісного автомобіля.

### Список літератури:

1. Дем'янюк В.А. Аналіз робочих процесів та оптимізація гальмівних систем автобусів / В.А. Дем'янюк. – К.: НТУ, 2013. – 484 с.
2. Патент України на корисну модель №151792. (51) МПК F16D 55/224 (2006.01). Дискове гальмо. Абрамов Д.В., Байцур М.В., Подригало М.А., Холодов М.П. – U 202107723; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, бюл. №37/2022.
3. Гредескул А.Б. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А.Булгаков, А.Б.Гредескул, С.И.Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета. – 1962. – 36 с.
4. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е.А.Чудаков. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
5. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А.Подригало – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2003. – 424 с.
6. Стійкість колісних машин проти заносу при гальмуванні і шляхи її підвищення / [М.А.Подригало, В.П.Волков, М.В.Байцур та інші] під ред. М.А.Подригало – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
7. Подригало М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. Навчальний посібник. – Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. – 213 с.
8. Туренко О.І. Підвищення стійкості, керованості і функціональної стабільності автомобілів при службових гальмуваннях: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація і ремонт засобів транспорту / О.І.Туренко. – Харків, 2018. – 20 с.
9. Гальмівні властивості і гальмівні механізми колісних тракторів / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.А.Павленко, Я.А.Бобров, Д.В.Абрамов] під ред. М.А.Подригало. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.

### References (transliterated):

1. Demianiuk V.A. Analiz robochykh protsesiv ta optymizatsiia halmivnykh system avtobusiv / V.A. Demianiuk. – K.: NTU, 2013. – 484 s.
2. Patent Ukrainy na korysnu model №151792. (51) MPK F16D 55/224 (2006.01). Dyskove halmo. Abramov D.V., Baitsur M.V., Podryhalo M.A., Kholodov M.P. – U 202107723; zaiavl. 28.12.2021; opubl. 15.09.2022, biul. №37/2022.
3. Gredeskul A.B. Issledovanie dinamiki tormozheniya avtomobilya / N.A.Bulgakov, A.B.Gredeskul, S.I.Lomaka // Nauchnoe soobshhenie #18. – Khar'kov: Izd-vo Khar'kovskogo gosuniversiteta. – 1962. – 36 s.
4. Chudakov E.A. Bokovaya ustojchivost' avtomobilya pri tormozhenii / E.A.Chudakov. – M.: Mashgiz, 1952. – 183 s.

5. Podrigalo M.A. Manevrennost` i tormozny`e svojstva kolesny`kh mashin / [M.A.Podrigalo, V.P.Volkov, V.I.Kirchaty`j, A.A.Boboshko]; pod red. M.A.Podrigalo – Khar`kov: izd-vo KhNADU, 2003. – 424 s.
6. Stiikist kolisnykh mashyn proty zanosu pry halmuvanni i shliakhy yii pidvyshchennia / [M.A.Podryhalo, V.P.Volkov, M.V.Baitsur ta inshi] pid red. M.A.Podryhalo – Kharkiv: Vyd-vo KhNADU, 2006. – 377 s.
7. Podryhalo M.A., Sheludchenko V.V. Nove v teorii ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobiliv ta traktoriv. Navchalnyi posibnyk. – Sumy: Sumskyi natsionalnyi ahrarnyi universytet, 2015. – 213 s.
8. Turenko O.I. Pidvyshchennia stiikosti, kerovanosti i funktsionalnoi stabilnosti avtomobiliv pry sluzhbovykh halmuvanniakh: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.20 – ekspluatatsiia i remont zasobiv transportu / O.I.Turenko. – Kharkiv, 2018. – 20 s.
9. Halmivni vlastyvosti i halmivni mekhanizmy kolisnykh traktoriv / [M.A.Podryhalo, V.P.Volkov, V.A.Pavlenko, Ya.A.Bobrov, D.V.Abramov] pid red. M.A.Podryhalo. – Kharkiv: Vyd-vo KhNADU, 2007. – 507 s.

*Надійшла (received) 12.12.2022 р.*

*Відомості про авторів/ About the Authors*

**Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

**Байцур Максим Вячеславович (Baitsur Maksym)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4935-3707>; e-mail: maksim3103@gmail.com