

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННІ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ (ДВИГУН З'ЄДНАНИЙ З ТРАНСМІСІЄЮ)

Грищук О.К.,  
Кравчук П.М.

*В статті розглянуто методику визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні колісного транспортного засобу (двигун з'єднаний з трансмісією). Здійснено розрахунок ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні колісного транспортного засобу (двигун з'єднаний з трансмісією) за допомогою математичної моделі.*

*In the article methods for determination of efficiency of the service brake system at the process of braking of a single road vehicle (when engine is connected to transmissions) has been described in the article. The calculation of efficiency of the service brake system at the process of braking of a single road vehicle (when engine is connected to transmissions) has been performed using mathematical models.*

Процес гальмування колісного транспортного засобу (КТЗ) (двигун з'єднаний з трансмісією) передбачений для здійснення випробувань на ефективність [2, 5, 7].

Крім того, на практиці, особливо при знижених коефіцієнтах зчеплення, рекомендується гальмувати з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна в процесі гальмування.

Випадок гальмування з використанням гальмівних механізмів, але без від'єднання двигуна, в теоретичному сенсі є найбільш загальним, оскільки при цьому реакції  $R_{x1}$  і  $R_{x2}$  створюються в результаті дії моментів гальмівних механізмів, гальмівного моменту двигуна і тертя в механізмах трансмісії.

На ведених колесах КТЗ гальмівний момент  $M$  створюється тільки дією гальмівних механізмів (момент  $M_{z1}$ ).

На ведучих колесах КТЗ гальмівний момент  $M$  рівний сумі моментів:  $M_{z2}$ , створюваних гальмівними механізмами, і  $M_{z2.\partial\theta}$  – моментів, що підводяться півосями в результаті гальмівної дії двигуна і механізмів трансмісії.

Гальмівні сили (нехтуючи силами опору коченню і силами інерції від сповільнення колеса) рівні дотичним силам:

$$P_{z1} = R_{x1} = \frac{M_{z1}}{r_{\partial}}; P_{z2} = R_{x2} = \frac{M_{z2}}{r_{\partial}}; P_{z2.\partial\theta} = R_{x2.\partial\theta} = \frac{M_{z2.\partial\theta}}{r_{\partial}}, \quad (1)$$

де  $r_{\partial}$  – динамічний радіус колеса. Відповідно, можуть бути виражені питомі гальмівні сили мостів КТЗ і двигуна:

$$\gamma_{z1} = \frac{R_{x1}}{G_a}; \gamma_{z2} = \frac{R_{x2}}{G_a}; \gamma_{z2.\partial\theta} = \frac{R_{x2.\partial\theta}}{G_a}. \quad (2)$$

Загальна питома гальмівна сила

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} + \gamma_{z2.\partial\theta}. \quad (3)$$

Нехтуючи силами опору повітря  $P_n$  і опору дороги  $P_{\partial} = P_k + P_{\text{під}}$  із-за їх відносної малості для вантажних КТЗ в порівнянні з силами  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$ ,  $R_{x2.\partial\partial}$  і враховуючи вирази для питомих гальмівних сил (2) можна записати

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g \cdot \gamma_{z1}}{\delta_{\text{обр.г}}} - \frac{g \cdot \gamma_{z2}}{\delta_{\text{обр.г}}} - \frac{g \cdot \gamma_{z2.\partial\partial}}{\delta_{\text{обр.г}}}, \quad (4)$$

де  $\delta_{\text{обр.г}}$  – коефіцієнт обліку мас, що оберталися, при гальмуванні.

Коефіцієнт  $\delta_{\text{обр.г}}$  при гальмуванні в декілька раз відрізняється від коефіцієнта  $\delta_{\text{обр}}$  при тяговому режимі. При передачі потужності від коліс до двигуна ККД трансмісії  $\eta_{\text{тр}}$  на 5...10% менше, ніж при передачі від двигуна до ведучих коліс.

Для приблизного розрахунку  $\delta_{\text{обр.г}}$  можна скористатися такою ж формулою, яка і при тяговому режимі [4]:

$$\delta_{\text{обр.г}} = 1 + \delta_{1\partial} \cdot U_k^2 + \delta_{2\partial}. \quad (5)$$

Для КТЗ при їх номінальному навантаженні можна рахувати  $\delta_{1\partial} = \delta_{2\partial} = 0,04$ .

Питомі гальмівні сили мостів автомобіля  $\gamma_{z1}$  і  $\gamma_{z2}$  є функціями часу (кожна для свого етапу  $\tau_H$ ) і можуть бути представлені у вигляді лінійних рівнянь

$$\gamma_{z1} = K_{z1} \cdot t; \quad \gamma_{z2} = K_{z2} \cdot t. \quad (6)$$

Питома гальмівна сила  $\gamma_{z2.\partial\partial}$  є функцією швидкості (рис. 1).

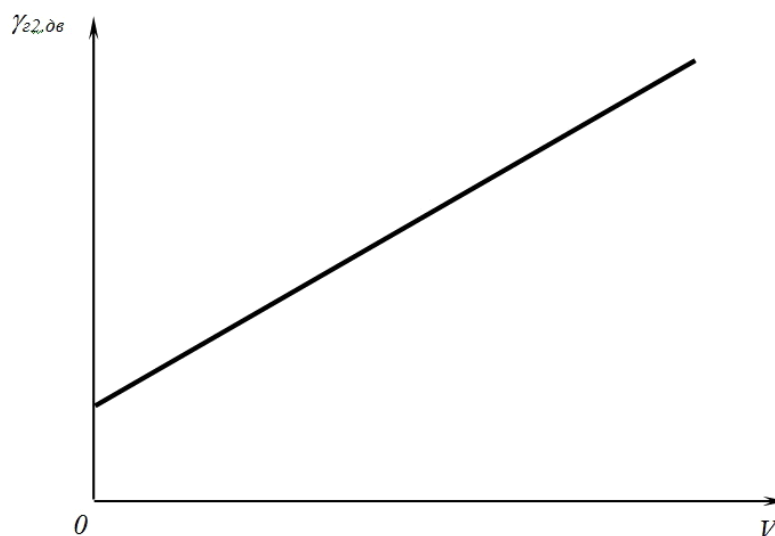


Рис.1. Залежність питомої гальмівної сили двигуна від швидкості автомобіля.

Енергія від двигуна до ведучих коліс передається через трансмісію: зчеплення, коробку передач, карданну передачу, головну передачу, диференціал і піввісь (рис. 2).

При цьому частина енергії витрачається на подолання тертя і на перемішування масла в агрегатах трансмісії. Для визначення втрати енергії вводять поняття ККД трансмісії  $\eta_{тр}$ .

$$\eta_{тр} = \eta_k \cdot \eta_{кар} \cdot \eta_{\partial} \cdot \eta_z, \quad (7)$$

де  $\eta_k$ ,  $\eta_{кар}$ ,  $\eta_{\partial}$ ,  $\eta_z$  – ККД відповідно коробки передач, карданної передачі, додаткової коробки, головної передачі.

Для покращення розрахунку прийняті значення ККД трансмісії  $\eta_{тр}$  наведені в [8, 9].

Менші значення  $\eta_{тр}$  відповідають руху КТЗ при включеній проміжній передачі коробки передач, а більше – при включеній прямій передачі. Завдяки наявності в трансмісії коробки передач і головної передачі сумарний момент  $M_{z.дв}$  на ведучих колесах КТЗ, що підводяться півсями більше моменту  $M_{k\max}$  двигуна:

де  $M_{k\max}$  – максимальний крутний момент двигуна;  $U_{тр} = U_k \cdot U_z \cdot U_{\partial}$  – передавальне число трансмісії ( $U_k$ ,  $U_z$ ,  $U_{\partial}$  – передавальні числа коробки передач, головної передачі та додаткової коробки відповідно).

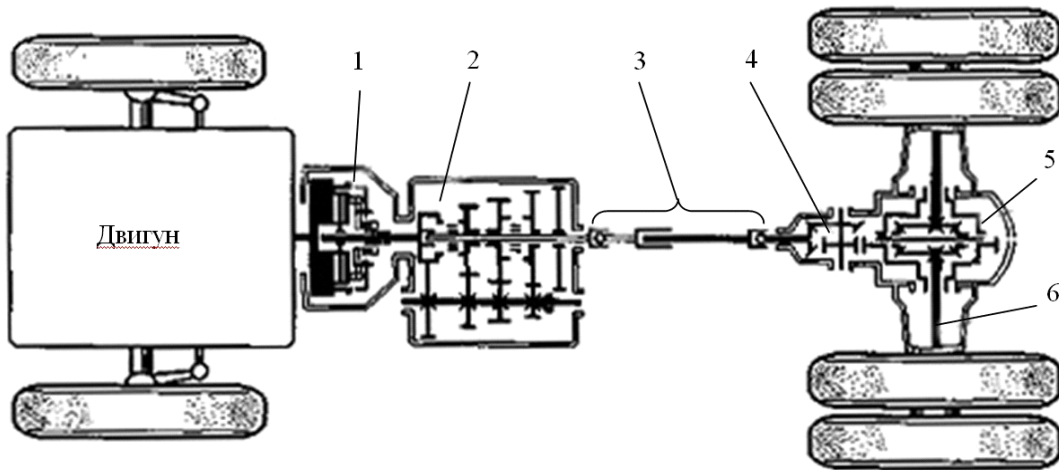


Рис. 2. Схема класичної трансмісії ДТЗ: 1 – зчеплення; 2 – коробка передач; 3 – карданна передача; 4 – головна передача; 5 – диференціал; 6 – піввісь.

Після підстановки виразу (9) в (1) отримуємо:

$$P_{z.дв} = R_{x2.дв} = \frac{\eta_{тр} \cdot M_{k\max} \cdot U_{тр}}{r_{\partial}}. \quad (9)$$

Застосовуючи ту ж методику, що і для гальмування КТЗ з від'єднаним двигуном [1], можна визначити швидкості в кінці кожного етапу гальмівної діаграми і гальмівного шляху для екстреного гальмування КТЗ (двигун з'єднаний з трансмісією).

Повний гальмівний шлях  $S_2$  екстреного гальмування КТЗ, рівний сумі гальмівних шляхів по етапах, а також усталене сповільнення  $j_{уст}$ , отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії КТЗ. При  $S_2 \leq [S_2]$  і  $j_{уст} \geq [j_{уст}]$  КТЗ володіє необхідною ефективністю гальмування.

Проте із-за перерозподілу вертикальних навантажень по мостах при гальмуванні КТЗ можуть виникнути обмеження по  $\gamma_{zi \max}$  (найімовірніше по  $\gamma_{z2 \max}$ ), тобто колеса заднього моста блокуються, а дотична сила обмежується:

$$R_{x2 \max} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2} = \varphi_{x2} \cdot G_a \cdot \frac{a - j_3 \cdot \frac{h}{g}}{L} \quad (10)$$

Або:

$$\left( \gamma_{z2} + \gamma_{z2\partial\phi} \right)_{\max} = \varphi_{x2} \cdot \frac{a - j_3 \cdot \frac{h}{g}}{L} \quad (11)$$

Це (досягнення рівності (10) і (11)) може відбутися на етапах 3 або 4 [1].

Необхідно також відзначити можливість блокування коліс переднього моста КТЗ, яка повинна враховуватися (аналогічно) по приведеній методиці.

Окрім цього, контроль блокування коліс може здійснюватися таким чином. Визначаються нормальні реакції автомобіля при гальмуванні на горизонтальній дорозі, повздовжні (дотичні) реакції поверхні дорозі і коефіцієнти повздовжньої сили коліс кожного моста [1].

У формулах, що виведені в [1] слід враховувати  $R_{x2} + R_{x2\partial\phi}$  і  $\gamma_{z2} + \gamma_{z2\partial\phi}$ .

Отримані коефіцієнта повздовжньої сили коліс мостів  $k_{n1}$  і  $k_{n2}$  порівнюється із заданими коефіцієнтами повздовжнього зчеплення коліс мостів з опорною поверхнею  $\varphi_{x1}$  і  $\varphi_{x2}$ . При  $k_{n1} < \varphi_{x1}$  і  $k_{n2} < \varphi_{x2}$  блокування коліс мостів КТЗ не настає. Але якщо  $k_{ni} = \varphi_{xi}$  – це означає початок блокування.

Таким чином, виведені формули дозволяють встановити залежність показників гальмівної ефективності ( $S_2$  і  $j_{уст}$ ) від варіації конструктивних ( $m_{a1}$ ,  $m_{a2}$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $L$ ,  $h_g$ ) і експлуатаційних ( $\varphi_{x1}$ ,  $\varphi_{x2}$ )

параметрів. По порівнянню отриманих значень гальмівного шляху  $S_2$  і усталеного сповільнення  $j_{уст}$  можна встановити межі можливих варіацій перерахованих параметрів, тобто вирішити питання про допустимість відмінності параметрів модифікацій від відповідних параметрів базового КТЗ.

## Висновки

Проведений аналіз до визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні КТЗ (двигун з'єднаний з трансмісією) дає підстави для використання математичної моделі руху КТЗ в режимі гальмування при проведенні сертифікаційних досліджень.

## Література

1. *Грищук О.К., Кравчук П.М.* До визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні одиночного дорожнього транспортного засобу (двигун від'єднаний від трансмісії). – К.: Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1., 2010. Випуск 21. – С. 149-156.
2. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT). – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2002. – 180 с.
3. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. – Київ: Держстандарт України, 1998. – 19 с.
4. *Литвинов А.С., Фаробин Я.Е.* Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство”. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
5. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 18 с.
6. ДСТУ 2886-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1995. – 24 с.
7. ОСТ 37.001.067-86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. – М.: Минавтопром, 1988. – 64 с.
8. *Закин Я.Х.* Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 254 с.
9. *Туревский И.С.* Теория втомобия. – М.: Высшая школа, 2005. – 240 с.