

(асинхронні) електричні потоки змінного струму.

Інвертор перетворює постійний струм від тягового акумулятора на змінний для електромотора.

Література

1. Mohammed, A., Saif, O., Abo-Adma, M., Fahmy, A., & Elazab, R. (2024). Strategies and sustainability in fast charging station deployment for electric vehicles. Scientific reports, 14(1), 283.
2. Pradhap, R., Radhakrishnan, R., Vijayakumar, P., Raja, R., & Saravanan, D.S. (2020). Solar Powered Hybrid Charging Station For Electrical Vehicle. International Journal of Engineering Technology Research & Management, 4(4), 19-27.

Науковий консультант: Бажинов Олексій Васильович, д.т.н., проф. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Бреславець Владислав, ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, mia2005.62@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З ПОВНООПОРНИМ СТЕНДОМ ПРИ ГАЛЬМІВНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

Контроль технічного стану гальмівних систем колісних транспортних засобів (КТЗ) в умовах експлуатації здійснюється, як правило, стендовим методом із застосуванням роликів стендів [1, 2].

При перевірці на інерційному стенді приводом розганяють колеса і барабани до заданої швидкості, після чого відключають привод і гальмують. Гальмівні моменти M_{Π} і M_3 викликають кутові сповільнення коліс і роликів ε_{K1} , ε_1 , ε_2 і ε_{K2} , ε_3 , ε_4 відповідно.

Рух описується наступною системою рівнянь

$$\Sigma M_{O_{\Pi}} = M_{\Pi} - (T_1 + T_2) \cdot R - I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma M_{O_3} = M_3 - (T_3 + T_4) \cdot R - I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} = 0, \quad (2)$$

$$\Sigma M_{O_1} = I_1 \cdot \varepsilon_1 - T_1 \cdot r = 0, \quad \Sigma M_{O_2} = I_2 \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma M_{O_3} = I_3 \cdot \varepsilon_3 - T_3 \cdot r = 0, \quad \Sigma M_{O_4} = I_4 \cdot \varepsilon_4 - T_4 \cdot r = 0, \quad (4)$$

де I_{K1} , I_{K2} , I_1 , I_2 , I_3 , I_4 – моменти інерції коліс і роликів;

R – динамічний радіус колеса;

r – радіус ролика.

До початку прослизання

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{K1} \cdot \frac{R}{r}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \varepsilon_{K2} \cdot \frac{R}{r}. \quad (5)$$

Залежність сповільнень від гальмівних моментів

$$\varepsilon_{K1} = \frac{M_{\Pi}}{I_{K1} + \frac{I_1 + I_2}{r^2} \cdot R^2}, \quad \varepsilon_{K2} = \frac{M_3}{I_{K2} + \frac{I_3 + I_4}{r^2} \cdot R^2}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot R \cdot r}{(I_1 + I_2) \cdot R^2 + I_{K1} \cdot r^2}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{M_3 \cdot R \cdot r}{(I_3 + I_4) \cdot R^2 + I_{K2} \cdot r^2}. \quad (7)$$

Сповільнення коліс і роликів прямо пропорційні M_{Π} і M_3 , кожна з цих величин може служити діагностичним параметром.

Замість фізичної величини «момент інерції» зручно користатися величиною «приведена інерційна маса», розуміючи під нею масу m фіктивного тіла, що поступально рухається і має ту ж лінійну швидкість V , що і ділянки обертового тіла на радіусі R при кутовій швидкості ω , і рівну кінетичну енергію

$$\frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{m \cdot V^2}{2}. \quad (8)$$

З огляду на те, що $\omega = \frac{V}{R}$, одержимо

$$m = \frac{I}{R^2}. \quad (9)$$

$$\text{Тоді} \quad \varepsilon_{K1} = \frac{M_{\Pi}}{m_{K1} \cdot R^2 + (m_1 + m_2) \cdot R^2} = \frac{M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R^2}, \quad j_{K1} = \frac{P_{\Pi}}{m_{C1}}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_{K2} = \frac{M_3}{m_{K2} \cdot R^2 + (m_3 + m_4) \cdot R^2} = \frac{M_3}{m_{C2} \cdot R^2}, \quad j_{K2} = \frac{P_3}{m_{C2}}, \quad (11)$$

$$\text{де } m_{C1} = m_{K1} + m_1 + m_2, \quad m_{C2} = m_{K2} + m_3 + m_4; \quad (12)$$

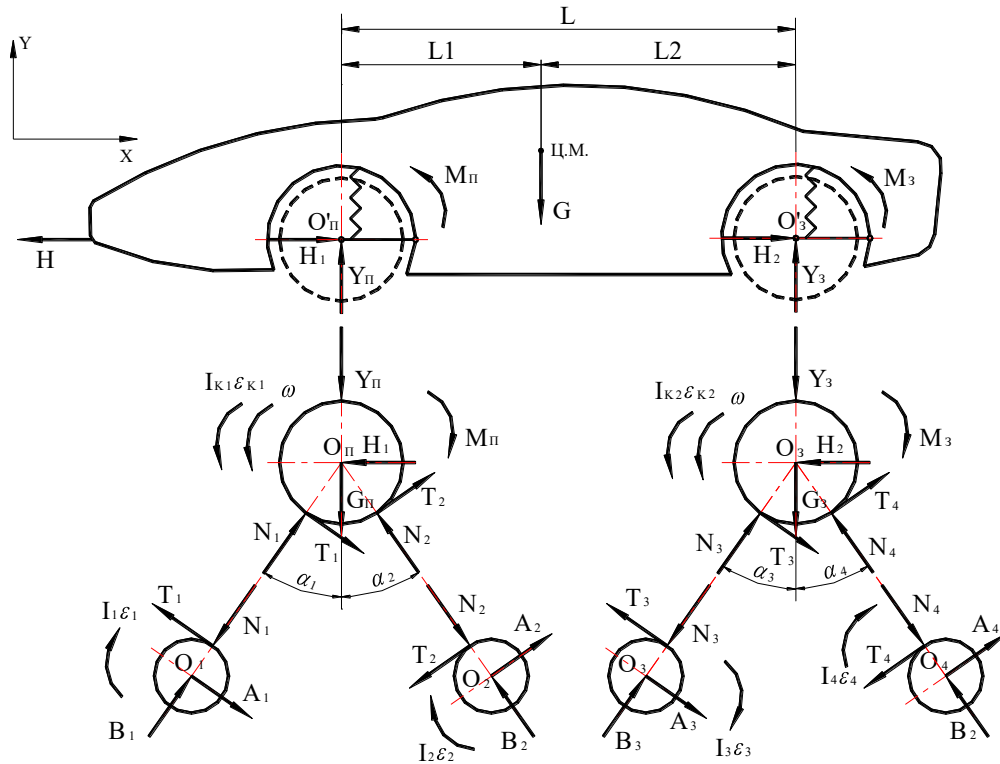
m_{K1} , m_{K2} – інерційні маси (ІМ) переднього і заднього коліс і зв'язаних з ними обертових частин автомобіля;

m_1 , m_2 , m_3 , m_4 – ІМ роликів і зв'язаних з ними обертових частин стенда;

j_{K1} , j_{K2} – лінійні сповільнення.

Для визначення досяжних сил зчеплення необхідно вивчити їхню залежність від діючого гальмівного моменту, параметрів автомобіля і стенда.

З цією метою складемо систему рівнянь кінетостатики для системи «автомобіль-стенд». Самий загальний випадок – інерційний стенд без зв'язку між роликами. Розглядаємо перевірку передніх і задніх гальм автомобіля 4x4 на повноопорному стенді симетричної схеми (рис 1).



M_{Π} , M_3 – гальмівні моменти на передньому і задньому колесах; G , G_{Π} , G_3 – ваги кузова без передніх і задніх мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колесами; H_1 , Y_{Π} – складові зусилля в передній підвісці; H_2 , Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

Рисунок 1 – Схема сил у системі «автомобіль-стенд» при перевірці передніх і задніх гальм на інерційному стенді без зв'язку між роликками

Вага кузова буде складатися з добутку спорядженої маси автомобіля і прискорення вільного падіння $m_{\text{СПОР}} \cdot g = G_{\text{СПОР}}$, за винятком переднього і заднього мостів з колесами

$$G = G_{\text{СПОР}} - G_{\Pi} - G_3 . \quad (13)$$

При кінетостатичному аналізі під спорядженою масою, а також величинами, що відносяться до лівої і правої частин автомобіля будемо розуміти половину цих величин, тому що центр мас автомобіля знаходиться приблизно на осі, що розділяє праву і ліву частини автомобіля, а автомобіль зручно розглядати на площині, що проходить через цю вісь.

Прийmemo допущення, які звичайно використовуються в цьому випадку:

- 1) пружні характеристики шин і підвіски лінійні;
- 2) тертя й опір коченню дуже малі;
- 3) коефіцієнт зчеплення шин із усіма роликками однаковий і постійний;
- 4) зсув осей коліс дуже малий і їм можна знехтувати.

Представимо автомобіль у виді трьох тіл: кузова і двох мостів з колесами. Мости зв'язані з кузовом через підвіску, що має вертикальну і горизонтальну піддатливість.

Кінетостатична модель розглянутої системи повинна містити в собі рівняння рівноваги цих трьох тіл і рівняння руху роликів і коліс.

Рівновага переднього колеса

$$\Sigma X = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - H_1 = 0, \quad (14)$$

$$\Sigma Y = -T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{\Pi} + G_{\Pi}) = 0. \quad (15)$$

Рівновага заднього колеса

$$\Sigma X = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 - H_2 = 0, \quad (16)$$

$$\Sigma Y = -T_3 \cdot \sin \alpha_3 + T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (17)$$

Рівновага кузова

$$\Sigma X = H_1 + H_2 - H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{\Pi} + Y_3 = 0, \quad (18)$$

$$\Sigma M_{O'_3} = -M_{\Pi} - M_3 + Y_{\Pi} \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Рух передніх коліс

$$M_{\Pi} - I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} - (T_1 + T_2) \cdot r = 0. \quad (19)$$

Рух задніх коліс

$$M_3 - I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} - (T_3 + T_4) \cdot r = 0. \quad (20)$$

Рух роликів

$$I_1 \cdot \varepsilon_1 - T_1 \cdot r = 0, \quad I_2 \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r = 0, \quad (21)$$

$$I_3 \cdot \varepsilon_3 - T_3 \cdot r = 0, \quad I_4 \cdot \varepsilon_4 - T_4 \cdot r = 0.$$

Таким чином, отримана система з 13 рівнянь, що містить 19 невідомих. Частина з них можна знайти

$$H = H_1 + H_2, \quad (22)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{K1} \cdot \frac{R}{r}, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \varepsilon_{K2} \cdot \frac{R}{r}. \quad (23)$$

Тоді
$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{\Pi}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_3 = \frac{m_3 \cdot M_3}{m_{C2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_3}{m_{C2} \cdot R}. \quad (24)$$

Тепер система складається з 6 рівнянь з 8-ю невідомими, будучи статично

невизначеною. Зайвими двома невідомими є горизонтальні реакції в підвісках обох коліс H_1 і H_2 .

В механіці для рішення статично невизначених задач широко використовуються енергетичні методи. Для рішення описаних вище задач, наприклад, можна використовувати принцип мінімуму потенційної енергії деформацій пружних елементів системи.

Література

1. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Введ. 01.07.2011]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.

2. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових якостей автомобілів: наукове видання / [Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О.]. Х.: ХНАДУ, 2009. – 344 с.

Науковий консультант: Мармут Ігор Арнольдович, к.т.н., доц. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Власов Станіслав, ст. гр А-43-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Stas08597@gmail.com

ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ БЕНЗИНОВИМИ ДВИГУНАМИ

Коли говорять про склад компонентів відпрацьованих газів автомобільних двигунів, називають речовини: окис вуглецю, оксиди азоту, частинки сажі та вуглеводні. Проте, дуже рідко згадують, що ці компоненти становлять лише невелику частину загальної маси відпрацьованих газів [1, 2].

Тому, перш за все, цікаво показати приблизну частку окремих компонентів, в загальній масі відпрацьованих газів бензинових двигунів.

У складі відпрацьованих газів бензинових двигунів може також бути присутнім у невеликій кількості двоокис сірки SO_2 , N_2 , азот O_2 кисень H_2O вода CO_2 вуглекислий газ CO окис вуглецю NOX оксиди азоту SO_2 двоокис сірки Pb свинець HC вуглеводні PM частинки сажі.

На рис. 1 представлений склад відпрацьованих газів бензинових та дизельних двигунів

В даний час недостатньо проводити приватні розробки щодо зниження викиду окремих компонентів відпрацьованих газів та витрати палива автомобіля.

Автомобіль повинен розглядатися як одне ціле, причому конструкції його компонентів мають бути взаємно узгоджені.