

Рисунок 3 – Керована підвіска автомобіля не допускає провисання корпусу автомобіля при повороті за допомогою точних імпульсів актуатора

Науковий консультант: Павленко В.М., доцент, к.т.н.

Тищенко В.А., ст. гр. А-52-23, valik2232001@gmail.com

ОСОБЛИВОСТІ СТЕНДОВОЇ ДІАГНОСТИКИ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ

Вступ. Для оцінки у стендових умовах гальмівних властивостей автомобілів, оснащених антиблокувальними системами (ABS), на сьогоднішній день немає ні методик, ні діагностичних нормативів. Щоб рішення цю задачу, були проведені аналітичні дослідження на базі спеціально розробленої математичної моделі процесу гальмування автомобіля з ABS на роликовому стенді.

Результати дослідження.

Раніше вже були розроблені математичні моделі процесу гальмування автомобільного колеса у складі ABS на роликових стендах, процесу гальмування автомобіля з ABS на дорозі, до складу яких входять математичні описи динаміки гальмування шини, гальмівного механізму, блоку керування ABS, модулятора, крутильних коливань колеса. Ці математичні моделі були дороблені з метою можливості формалізації процесів гальмування всіх коліс автомобіля на стенді, перерозподілу нормального навантаження, перекочування коліс автомобіля по роликах стенда.

Оскільки при гальмуванні автомобіля на стенді перекочування коліс по роликах впливає на зміну діагностичних параметрів процесу гальмування, воно було враховане при написанні математичних моделей. Для цього була складена розрахункова схема (рис. 1).

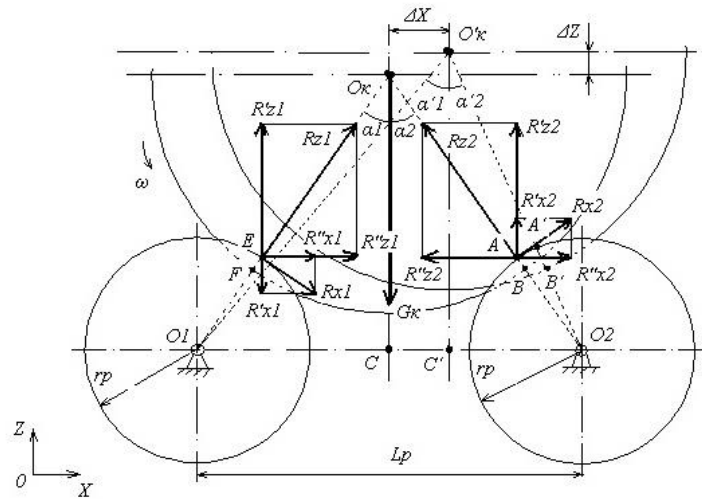


Рис.1 – Розрахункова схема перекочування колеса автомобіля по роликах стенда

На схемі зображені два розташовані на одній висоті ролики радіусом r_p із центрами в точках O_1 і O_2 . На роликах обертається колесо із центром у точці O_k , яка у початковий момент часу розташовується симетрично щодо обох роликів, маючи загальні умовні точки додатка сил і реакцій A і E .

Відомо, що силовим радіусом колеса є радіус кочення у веденому режимі. Але через складність його визначення для колеса, що гальмує на роликах стенда, було зроблене допущення, що силовий радіус колеса дорівнює динамічному.

Нехай динамічний радіус колеса дорівнює:

$$r_d = O_k E = O_k A = r_{cb} - \Delta_{u1},$$

де $r_{cb} = O_k F = O_k B$ – вільний радіус колеса,

$\Delta_{u1} = \Delta_{u1} = \Delta_{u2} = EF = AB$ – прогин шини в початковий момент часу.

На колесо діє нормальна сила (частина ваги автомобіля) G_k , а з боку роликів реакції R'_{z1} і R'_{z2} . Нормальні складові цих реакцій R'_{z1} і R'_{z2} компенсують дію навантаження G_k , а тангенціальні складові R''_{z1} і R''_{z2} , урівноважуючи одна одну, утримують колесо в рівноважному стані симетрично щодо поверхонь роликів.

При гальмуванні коліс у точках їхніх контактів з поверхнею роликів стенда виникають гальмівні сили (реалізовані дотичні реакції R_{x1} і R_{x2}). Нормальні R'_{x1} і R'_{x2} і тангенціальні R''_{x1} і R''_{x2} складові реалізованих дотичних реакцій порушують баланс сил, що діють на колесо, і прагнуть змістити його назад. У результаті цього колесо, що гальмує, переміщається із симетричного положення щодо роликів у бік заднього. На рис. 1 показано граничне положення колеса із центром у точці O'_k . Як наслідок, прогин шини на передньому ролику із центром у точці O_1 (Δ_{u1}) зменшується, а на задньому ролику із центром у точці O_2 (Δ_{u2}) – збільшується. На рис. 1 показано граничне положення колеса із центром у точці O'_k , коли колесо вже повністю відійшло

від переднього ролика.

При використанні представленої розрахункової схеми (рис. 1) були визначені: зміна прогину шини Δ_{u1} і Δ_{u2} , зміна кута α при перекочуванні, а також рівняння динаміки перекочування колеса, що гальмує на роликовому стенді.

На передньому ролику с центром у точці O_1 прогин шини Δ_{u1} становить:

$$\Delta_{u1} = r_{cv} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 + \Delta x)^2 - r_p \right)}, \quad (1)$$

де r_{cv} – вільний радіус колеса;

r_{∂} – динамічний радіус;

L_p – міжцентрова відстань роликів стенда;

Δz – переміщення колеса по осі OZ ;

Δx – переміщення колеса по осі OX ;

r_p – радіус ролика.

На задньому ролику с центром у точці O_2 прогин шини Δ_{u2} становить:

$$\Delta_{u2} = r_{cv} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 - \Delta x)^2 - r_p \right)}, \quad (2)$$

Місце розташування колеса на роликах стенда визначається величинами кутів α_1 і α_2 , утворених вектором сили R_{z1} (R_{z2}), що діє на колесо, і лініями, що з'єднують центри коліс із центром відповідного ролика:

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 + \Delta x)^2 \right)}} \right), \quad (3)$$

$$\alpha_2 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 - \Delta x)^2 \right)}} \right). \quad (4)$$

Диференціальні рівняння динаміки переміщення колеса уздовж осей OX і OZ при гальмуванні в складі ABS на роликовому стенді записані при допущенні, що колесо зафіксоване від переміщень у бічному напрямку, і мають такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \sin \alpha_1 - R_{z2} \cdot \sin \alpha_2 + R_{x1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{x2} \cdot \cos \alpha_2}{G_k / g} \\ \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{z2} \cdot \cos \alpha_2 - R_{x1} \cdot \sin \alpha_1 + R_{x2} \cdot \sin \alpha_2 - G_k}{G_k / g} \end{array} \right., \quad (5)$$

де R_{z1} і R_{z2} – реакції роликів на навантаження G_k ;
 R_{x1} і R_{x2} – реалізовані дотичні реакції;
 G_k – вага, що доводиться на колесо;
 g – прискорення вільного падіння.

На наступному етапі була розроблена розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на повноопорному гальмівному роликовому стенді (рис. 2).

З рис. 2 видно, що автомобіль встановлений на ролики стенда обома осями. Для запобігання з'їзду зі стенда під час гальмування й розгону автомобіль закріплений за допомогою фіксуючих розчалок жорсткістю c_1 і c_2 , у місцях кріплення яких до кузова автомобіля при його гальмуванні виникають реакції R_{p1} і R_{p2} .

Рівняння динаміки переміщення підресореної маси автомобіля при гальмуванні будуть виглядати таким чином:

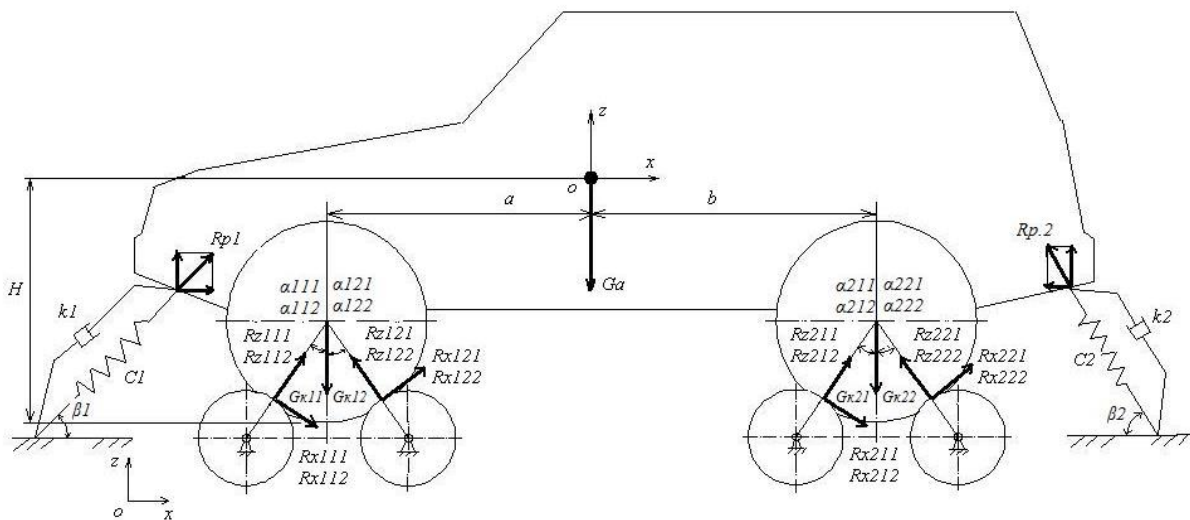


Рис.2 – Розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на повноопорному роликовому стенді

$$\left\{ \begin{aligned}
\frac{d^2 x}{dt^2} &= \frac{R_{z111} \cdot \sin \alpha_{111} - R_{z112} \cdot \sin \alpha_{112} + R_{z121} \cdot \sin \alpha_{121} - R_{z122} \cdot \sin \alpha_{122} + R_{z211} \cdot \sin \alpha_{211} +}{G_a / g} + \\
&+ \frac{R_{z212} \cdot \sin \alpha_{212} + R_{z221} \cdot \sin \alpha_{221} - R_{z222} \cdot \sin \alpha_{222} + R_{x111} \cdot \cos \alpha_{111} + R_{x112} \cdot \cos \alpha_{112} +}{G_a / g} + \\
&+ \frac{R_{x121} \cdot \cos \alpha_{121} + R_{x122} \cdot \cos \alpha_{122} + R_{x211} \cdot \cos \alpha_{211} + R_{x212} \cdot \cos \alpha_{212} + R_{x221} \cdot \cos \alpha_{221} +}{G_a / g} + \\
&+ \frac{R_{x222} \cdot \cos \alpha_{222} - c_1 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_1 - c_2 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_2 - k_2 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_2}{G_a / g}; \\
\frac{d^2 z}{dt^2} &= \frac{G_{k11} + G_{k12} + G_{k21} + G_{k22} - G_a - c_1 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_1 - c_2 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_2}{G_a / g} - \\
&- \frac{k_2 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_2}{G_a / g},
\end{aligned} \right. \quad (6)$$

де G_a – вага автомобіля;

c_1, c_2 – жорсткість відповідно передньої й задньої розчалок;

k_1, k_2 – коефіцієнт демпфірування відповідно передньої й задньої розчалок;

β_1, β_2 – кути нахилу розчалок до опорної поверхні.

Як відомо, при гальмуванні автомобіля спостерігається перерозподіл навантажень по осях – розвантаження задньої осі й навантаження передньої. Той же ефект спостерігається в процесі його гальмування на стенді, в тому числі і при закріпленні автомобіля за допомогою розчалок. У зв'язку із цим математична модель була доповнена рівнянням перерозподілу навантажень при гальмуванні, що має вигляд:

$$\begin{aligned}
\frac{d\omega_y}{dt} = & \frac{R_{z111} \cdot \cos\alpha_{111} \cdot (a + r_{\partial111} \cdot \sin\alpha_{111}) - R_{z111} \cdot \sin\alpha_{111} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial111} \cdot \cos\alpha_{111}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z121} \cdot \cos\alpha_{121} \cdot (a + r_{\partial121} \cdot \sin\alpha_{121}) - R_{z121} \cdot \sin\alpha_{121} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial121} \cdot \cos\alpha_{121}) - \Delta z_{12})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z112} \cdot \cos\alpha_{112} \cdot (a + r_{\partial112} \cdot \sin\alpha_{112}) + R_{z112} \cdot \sin\alpha_{112} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial112} \cdot \cos\alpha_{112}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z122} \cdot \cos\alpha_{122} \cdot (a - r_{\partial122} \cdot \sin\alpha_{122}) + R_{z122} \cdot \sin\alpha_{122} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial122} \cdot \cos\alpha_{122}) - \Delta z_{22})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z211} \cdot \cos\alpha_{211} \cdot (b - r_{\partial211} \cdot \sin\alpha_{211}) + R_{z211} \cdot \sin\alpha_{211} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial211} \cdot \cos\alpha_{211}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z221} \cdot \cos\alpha_{221} \cdot (a - r_{\partial221} \cdot \sin\alpha_{221}) + R_{z221} \cdot \sin\alpha_{221} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial221} \cdot \cos\alpha_{221}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z212} \cdot \cos\alpha_{212} \cdot (b + r_{\partial212} \cdot \sin\alpha_{212}) - R_{z212} \cdot \sin\alpha_{212} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial212} \cdot \cos\alpha_{212}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z222} \cdot \cos\alpha_{222} \cdot (b + r_{\partial222} \cdot \sin\alpha_{222}) - R_{z222} \cdot \sin\alpha_{222} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial222} \cdot \cos\alpha_{222}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x111} \cdot \cos\alpha_{111} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial111} \cdot \cos\alpha_{111}) - \Delta z_{11}) + R_{x111} \cdot \sin\alpha_{111} \cdot (a + r_{\partial111} \cdot \sin\alpha_{111})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x121} \cdot \cos\alpha_{121} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial121} \cdot \cos\alpha_{121}) - \Delta z_{12}) + R_{x121} \cdot \sin\alpha_{121} \cdot (a + r_{\partial121} \cdot \sin\alpha_{121})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x112} \cdot \cos\alpha_{112} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial112} \cdot \cos\alpha_{112}) - \Delta z_{11}) - R_{x112} \cdot \sin\alpha_{112} \cdot (a - r_{\partial112} \cdot \sin\alpha_{112})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x122} \cdot \cos\alpha_{122} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial122} \cdot \cos\alpha_{122}) - \Delta z_{12}) - R_{x122} \cdot \sin\alpha_{122} \cdot (a + r_{\partial122} \cdot \sin\alpha_{122})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x211} \cdot \cos\alpha_{211} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial211} \cdot \cos\alpha_{211}) - \Delta z_{21}) + R_{x211} \cdot \sin\alpha_{211} \cdot (b - r_{\partial211} \cdot \sin\alpha_{211})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x221} \cdot \cos\alpha_{221} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial221} \cdot \cos\alpha_{221}) - \Delta z_{22}) + R_{x221} \cdot \sin\alpha_{221} \cdot (b - r_{\partial221} \cdot \sin\alpha_{221})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x212} \cdot \cos\alpha_{212} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial212} \cdot \cos\alpha_{212}) - \Delta z_{21}) + R_{x212} \cdot \sin\alpha_{212} \cdot (b + r_{\partial212} \cdot \sin\alpha_{212})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x222} \cdot \cos\alpha_{222} \cdot (H - (r_{c6} - r_{\partial222} \cdot \cos\alpha_{222}) - \Delta z_{22}) + R_{x222} \cdot \sin\alpha_{222} \cdot (b + r_{\partial222} \cdot \sin\alpha_{222})}{J_y},
\end{aligned} \tag{7}$$

де a, b – поздовжні координати центра мас автомобіля;

H – висота центра мас;

r_{c6} – вільний радіус колеса;

$r_{\partial111}, r_{\partial112} \dots r_{\partial222}$ – динамічні радіуси коліс;

$R_{x111}, R_{x112} \dots R_{x222}$ – реалізовані дотичні реакції;

$R_{z111}, R_{z112} \dots R_{z222}$ – нормальні реакції з боку роликів;

$\Delta z_{11}, \Delta z_{12} \dots \Delta z_{22}$ – переміщення коліс автомобіля по осі OZ ;

J_y – момент інерції автомобіля щодо осі OY .

За допомогою математичних моделей і з урахуванням вищеописаних математичних описів перекочування коліс автомобіля по поверхням роликів стенда й перерозподілу навантаження на осі гальмуванні автомобіля при була складена математична модель процесу гальмування автомобіля із працюючою

ABS на повноопорному гальмівному стенді. Результати моделювання на електронно-обчислювальній машині (ЕОМ) представлені на рис. 3. Розрахунки виконано при наступних умовах: : маса автомобіля $m_a = 1400$ кг, координати центра мас $a = 1,05$ м, $b = 1,575$ м, $h = 0,48$ м, вільний радіус колеса $r_{св} = 0,34$ м, радіус ролика стенда $r_p = 0,1$ м, відстань між роликами $L_p = 0,42$ м, коефіцієнт зчеплення $\varphi_x = 0,87$.

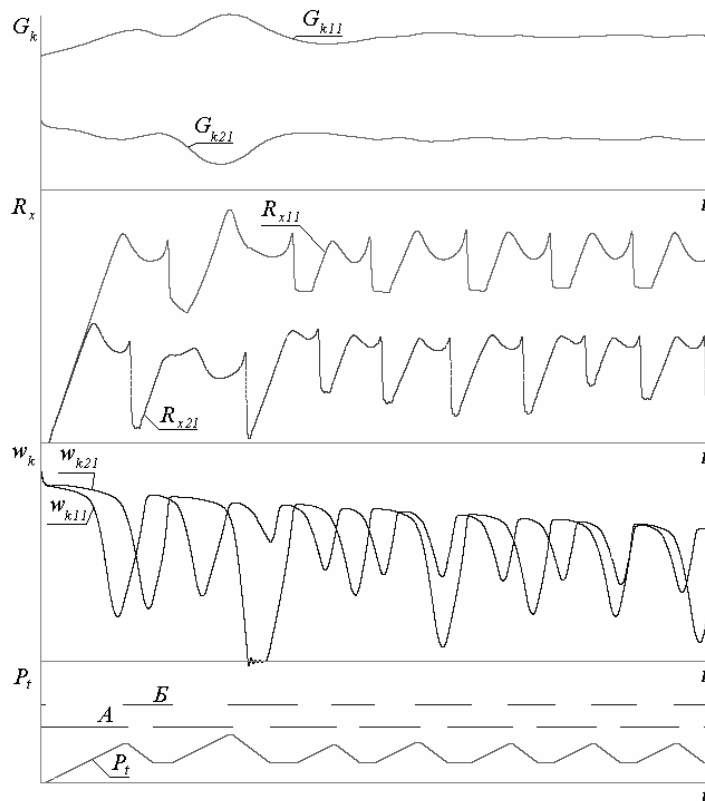


Рис.3 – Результати моделювання процесу гальмування автомобіля з ABS на повноопорному гальмівному роликівому стенді

По представленим на рис. 3 залежностям чітко видно, як при гальмуванні автомобіля із працюючою ABS (команди модулятора А и Б) змінюються кутові швидкості коліс ω_{k11} і ω_{k21} . Явно виражено й перерозподіл навантажень по осях при гальмуванні: навантаження G_{k11} – на передні колеса зростає, G_{k21} – на задні колеса зменшується. Це ж можна простежити й по зміні реалізованих дотичних реакцій R_{x11} і R_{x21} .

Література

1. 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. 2. Волков В.П., Міщенко В.М., Кравченко О.П., Шаша І.К., Мармут І.А., Міщенко А.В., Байцур М.В., Сараєва І.Ю. Технологічне обладнання для підприємств автомобільного транспорту: Підручник / Під загальною редакцією В.П. Волкова – Х.: ХНАДУ, 2010. – 556 с.

Науковий консультант: Мармут І.А., доц., к.т.н