

І. А. Мармут¹
А. А. Кашканов²
В. А. Кашканов²

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З РОЛИКАМИ СТЕНДА ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуті питання моделювання умов для отримання діагностичної інформації про складні об'єкти. Як приклад розглянуто перевірку гальмівних якостей повнопривідних легкових автомобілів на інерційному роликовому стенді.

Діагностування технічного стану автомобілів з точки зору безпеки руху є однією з найважливіших проблем. Особливо це важливо для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху – особливо гальмівних систем. Зарубіжний і вітчизняний досвід свідчить про ефективність інструментального контролю. До діагностичного устаткування відносяться роликові стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних властивостей автомобілів.

Як показують багато досліджень, зокрема ті, що проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Такі стенди дозволяють відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи гальм (особливо оснащених ABS). Для підвищення точності діагностування автомобіля на роликовому стенді необхідно мати уявлення про характер взаємодії коліс автомобіля з роликами.

Дослідження кочення колеса по роликах стенду виконували багато авторів, починаючи з 80-х років минулого століття. Однак всі ці дослідження проводилися на одноосьових стендах і для монопривідних автомобілів. Зараз же велика кількість легкових автомобілів має повний привід. Кочення коліс таких автомобілів по роликах і їх взаємодію практично не вивчено. Тому повернення до вивчення цього питання є актуальним.

Розроблено силову модель системи взаємодії автомобіля зі стендом з урахуванням конструктивних особливостей стенду і особливостей конструкції підвіски автомобіля. Силова модель цієї системи містить у собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів, а також рівняння руху роликів і коліс автомобіля. За результатами аналізу чинних сил в системі «автомобіль-стенд» визначено гальмівні моменти на колесах M і коефіцієнти використання навантаження q при гальмівних випробуваннях автомобіля 4x4.

Отримані результати досліджень дозволили удосконалити теорію взаємодії колеса автомобіля з роликами діагностичного стенда інерційного типу.

Ключові слова: інерційний роликовий стенд, повнопривідний автомобіль, силова взаємодія автомобіля зі стендом при гальмуванні, коефіцієнт використання навантаження.

Вступ

Для діагностування гальмівних якостей автомобілів найбільш пристосовані роликові стенди інерційного типу. Як показують багато досліджень, саме вони дають найбільш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Це стосується, перш за все, параметрів, що визначають точність моделювання на стенді реальних швидкісних і теплових режимів [1–6].

У переважній більшості випадків стенди мають конструкцію для перевірки тільки однієї осі (одноосьові стенди). При діагностуванні тільки одна з осей автомобіля перебуває на стенді. Колеса інших осей (осі) перебувають на підлозі. У цьому випадку при діагностуванні автомобілів із приводом на одну вісь проблем не виникає.

Аналізуючи сучасні тенденції розвитку автомобілебудування, можна помітити, що з кожним роком збільшується кількість автомобілів з повним приводом. Вступивши на шлях створення повнопривідних легкових автомобілів, компанії працювали в декількох напрямках. У результаті з'явився цілий ряд конструктивних схем повнопривідних трансмісій - Quattro, Syncro, 4Matic, 4Motion тощо. За принципом дії їх можна розділити на три великі групи [7]:

- постійний повний привід;
- повний привід, що підключається автоматично;
- системи з ручним включенням повного приводу.

При діагностуванні повнопривідних автомобілів на стенді можуть виникнути проблеми. Оскільки автомобіль оснащений повним приводом, то момент починає передаватися з передньої осі на задню

вісь і автомобіль може з'їхати зі стенда.

Найбільш підходящим засобом вирішення завдання діагностування гальмівних систем повнопривідних автомобілів і автомобілів з ABS є застосування повноопорного інерційного роликового стенда.

Мета дослідження. Проаналізувати особливості перевірки гальмівних властивостей повнопривідних автомобілів на стендах і силову взаємодію коліс автомобіля з роликками повноопорного стенда під час перевірки в гальмівному режимі.

Результати дослідження

1. Кінестатична модель системи «автомобіль-стенд».

При перевірці на інерційному стенді приводом розганяють колеса і ролики до заданої швидкості, після чого відключають привід 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 такою 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 проковзування:

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

Залежність сповільнень від гальмівних моментів:

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

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

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 користуватися величиною «приведена інерційна маса» – це маса m фіктивного поступально рухомого тіла, яке при лінійній швидкості V , що дорівнює колісній швидкості ω тіла, що обертається на радіусі приведення R , має ту ж кінетичну енергію, що і обертове тіло:

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

З огляду на те, що $\omega = V/R$, одержимо

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

Тоді

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

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

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

де m_{K1} , m_{K2} – інерційні маси (ІМ) переднього і заднього коліс і пов'язаних з ними обертових частин автомобіля; m_1 , m_2 , m_3 , m_4 – ІМ роликів і пов'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». Найзагальніший випадок – інерційний стенд без зв'язки між роликами. Розглядаємо перевірку передніх і задніх гальм автомобіля на повноопорному стенді симетричної схеми (рис. 1).

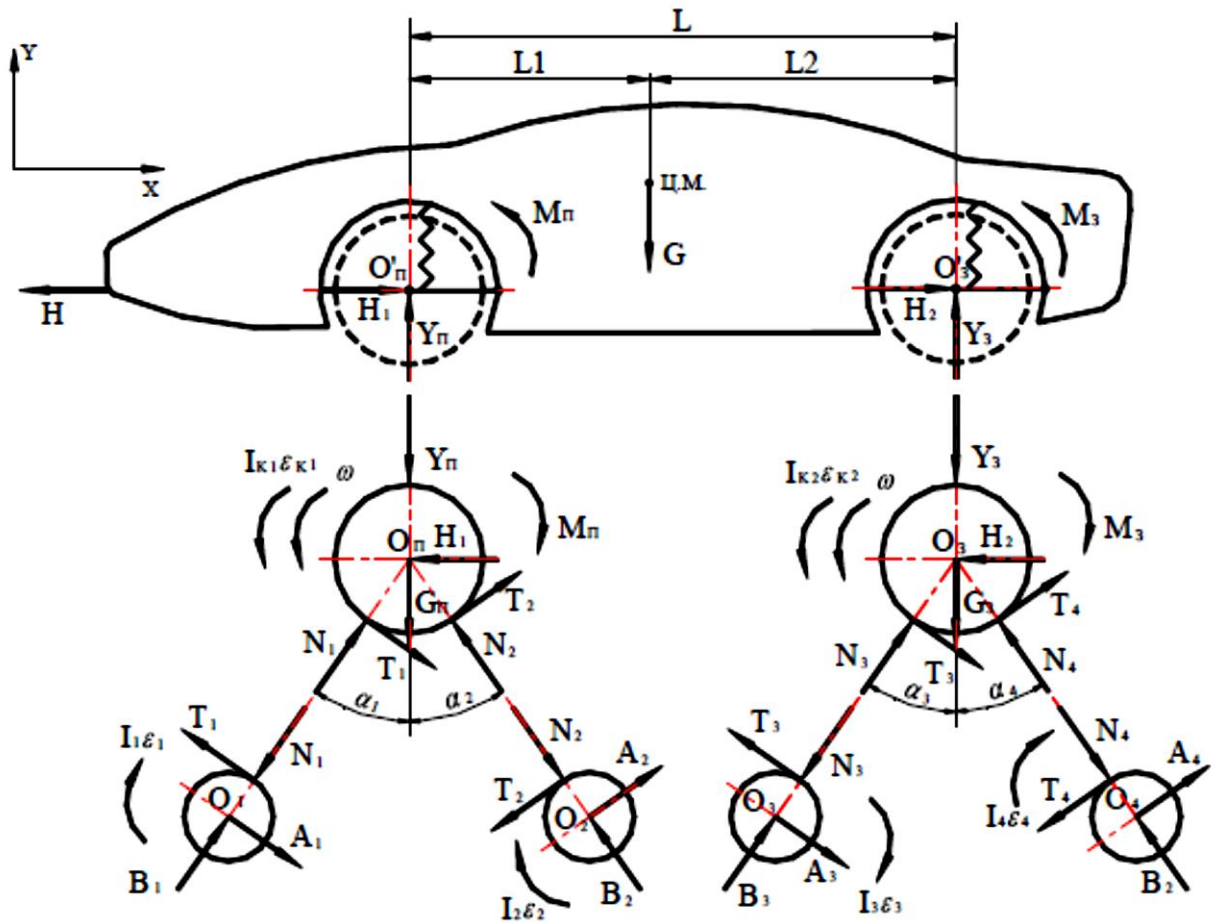


Рис. 1. Схема сил у системі «автомобіль-стенд» при перевірці передніх і задніх гальм на інерційному стенді без зв'язки між роликами: M_p, M_z – гальмівні моменти на передньому і задньому колесах; G, G_p, G_z – ваги кузова без передніх і задніх мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колесами; H_1, Y_p – складові зусилля в передній підвісці; H_2, Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

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

$$G = G_{\text{СНАР}} - G_p - G_z. \quad (13)$$

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 [8]:

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

Представимо автомобіль у вигляді 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 у 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:

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

Рух задніх коліс:

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

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-а невідомими, будучи статично невизначеною. Зайвими двома невідомими є горизонтальні реакції в підвісках обох коліс H_1 і H_2 .

2. Визначення горизонтальних реакцій у підвісках.

Поки колеса і ролики обертаються без опору, реакції H_1 і H_2 відсутні. Виникають вони при гальмуванні з таких причин. Коли накладки входять у контакт із гальмівним диском (барабаном) автомобіля, створюється гальмівний момент, що викликає сповільнення колеса і роликів. При цьому з'являються тангенціальні сили в контакті шини з передніми і задніми роликками передніх (T_1 і T_2) і задніх (T_3 і T_4) коліс.

З огляду на викладене вище та роботу [8], можемо визначити горизонтальні навантаження на передню і задню осі:

$$P_1 = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2; \quad P_2 = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + T_4 \cdot \cos \alpha_4. \quad (25)$$

Зсуву осей коліс під дією сил P_1 і P_2 перешкоджають передня і задня підвіски з одного боку, задні ролики переднього і заднього блоків стенда – з другого боку. Таким чином, колеса знаходяться під дією навантаження і спираються на дві опори – кузов і стенд. Кузов не можна вважати твердою опорою, він може зміщатися по горизонталі за рахунок піддатливості підвісок, самого кузова і коліс. На стенд колеса спираються через пружні шини. Отже, ми прийшли до механічної задачі визначення зусиль у паралельних пружних зв'язках (рис. 2). Силу P сприймають паралельно дві пружні системи: а) шини випробовуваних передніх коліс, що спираються на спарені ролики стенда; б) інші частини автомобіля, у тому числі підвіски обох осей, що мають деяку горизонтальну подовжню піддатливість, шини задніх коліс. Позначимо твердості цих двох систем відповідно C_{CG} і C_{AG} .

Тоді загальна твердість рівнобіжних пружних зв'язків складе $C_{3AG} = C_{CG} + C_{AG}$, а переміщення осі під дією сили $P \Delta = P / C_{3AG}$. Для нашого випадку переміщення передньої і задньої осей під дією сил P_1 і P_2 будуть складати відповідно:

$$\Delta_1 = \frac{P_1}{C_{13AG}} = \frac{P_1}{C_{1CG} + C_{1AG}}; \Delta_2 = \frac{P_2}{C_{23AG}} = \frac{P_2}{C_{2CG} + C_{2AG}}. \quad (26)$$

Виражаючи твердості через податливості $C=1/\lambda$, одержимо:

$$\Delta_1 = \frac{P_1}{\frac{1}{\lambda_{1CG}} + \frac{1}{\lambda_{1AG}}} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1CG} \cdot \lambda_{1AG}}{\lambda_{1CG} + \lambda_{1AG}}; \Delta_2 = \frac{P_2}{\frac{1}{\lambda_{2CG}} + \frac{1}{\lambda_{2AG}}} = P_2 \cdot \frac{\lambda_{2CG} \cdot \lambda_{2AG}}{\lambda_{2CG} + \lambda_{2AG}}. \quad (27)$$

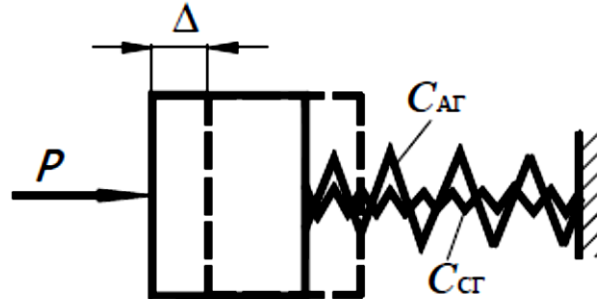


Рис. 2. Схема пружних зв'язків коліс осі, що перевіряємо, з нерухоною опорою

Податливість автомобіля $\lambda_{\square AG}$ при визначенні горизонтальної реакції передньої підвіски буде складатися з податливості передньої частини кузова $\lambda_{ПЧ}$, податливості передньої підвіски $\lambda_{ПП}$ і податливості кріпильного пристрою $\lambda_{КР}$, який необхідний при проведенні гальмівних випробувань на повноопорних стендах:

$$\lambda_{1AG} = \lambda_{ПЧ} + \lambda_{ПП} + \lambda_{КР}. \quad (28)$$

Податливості передньої частини кузова і кріплення значно нижчі податливостей шин і передньої підвіски і без втрати точності можуть бути прийняті рівними 0. Тоді податливість автомобіля при визначенні реакції H_1 зводиться до податливості передньої підвіски

$$\lambda_{1AG} = \lambda_{ПП}. \quad (29)$$

З огляду на викладене вище, можна записати:

$$P_1 = P_{1CG} + P_{1AG}, \quad (30)$$

$$P_{1CG} = \Delta_1 \cdot C_{1CG} = \Delta_1 / \lambda_{1CG}; P_{1AG} = \Delta_1 \cdot C_{1AG} = \Delta_1 / \lambda_{1AG}. \quad (31)$$

Горизонтальна реакція в передній підвісці

$$H_1 = P_{1AG} = \Delta_1 / \lambda_{ПП} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1CG} \cdot \lambda_{ПП}}{(\lambda_{1CG} + \lambda_{ПП}) \cdot \lambda_{ПП}} = P_1 \cdot \frac{\lambda_{1CG}}{\lambda_{1CG} + \lambda_{ПП}}. \quad (32)$$

Назвемо K_{AC1} коефіцієнтом пружного зв'язку автомобіля з переднім блоком роликів і запишемо так:

$$K_{AC1} = \frac{\lambda_{1CG}}{\lambda_{1CG} + \lambda_{ПП}}. \quad (33)$$

Тоді горизонтальна реакція в передній підвісці з урахуванням виразу (25) матиме вигляд:

$$H_1 = (T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot K_{AC1}, \quad (34)$$

або з урахуванням виразів (24):

$$H_1 = \frac{m_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot \cos \alpha_2}{m_{C1} \cdot R} \cdot K_{AC1} \cdot M_{П}. \quad (35)$$

Для зручності позначимо

$$h_1 = \frac{m_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot \cos \alpha_2}{m_{C1} \cdot R} \cdot K_{AC1}. \quad (36)$$

Тоді

$$H_1 = h_1 \cdot M_{П}. \quad (37)$$

Визначення горизонтальної реакції в задній підвісці H_2 ускладняється тим, що у величину податливості автомобіля входить ще і податливість середньої частини кузова, значенням якої не можна знехтувати. Так, величина податливості автомобіля при визначенні реакції H_2

$$\lambda_{2AG} = \lambda_{ПЧ} + \lambda_{КР} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{3П} . \quad (38)$$

Як обумовлювалося вище, передню частину кузова і кріпильний пристрій можна прийняти абсолютно твердими, тобто $\lambda_{КР} = \lambda_{ПЧ} = 0$. Значення податливості C_{2CG} залишиться таким же.

Для задньої підвіски

$$P_2 = P_{2CG} + P_{2AG}; \quad (39)$$

$$P_{2CG} = \Delta_2 / \lambda_{2CG}; P_{2AG} = \Delta_2 / \lambda_{2AG} = \Delta_2 / (\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ}). \quad (40)$$

Звідси

$$P_2 = \frac{\Delta_2}{\lambda_{2CG}} + \frac{\Delta_2}{\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ}} = \frac{(\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{2CG}) \cdot \Delta_2}{\lambda_{2CG} \cdot (\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ})}. \quad (41)$$

Зсув балки заднього моста під дією сили P_2

$$\Delta_2 = P_2 \cdot \frac{\lambda_{2CG} \cdot (\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ})}{\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{2CG}}. \quad (42)$$

Горизонтальна реакція в задній підвісці H_2 з урахуванням вираження (40):

$$H_2 = P_{2AG} = \frac{\lambda_{2CG} \cdot (\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ})}{(\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{2CG}) \cdot (\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ})} = \frac{\lambda_{2CG} \cdot P_2}{\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{2CG}}. \quad (43)$$

Як і для випадку передньої підвіски введемо поняття коефіцієнта пружного зв'язку автомобіля з заднім блоком роликів стенда K_{AC2} :

$$K_{AC2} = \frac{\lambda_{2CG}}{\lambda_{3П} + \lambda_{СЧ} + \lambda_{2CG}}. \quad (44)$$

З огляду на рівняння (25) і (26), вираз горизонтальної реакції в задній підвісці H_2 запишемо так:

$$H_2 = h_2 \cdot M_3, \quad (45)$$

де

$$h_2 = \frac{m_3 \cdot \cos \alpha_3 + m_4 \cdot \cos \alpha_4}{m_{C2} \cdot R} \cdot K_{AC2}. \quad (46)$$

Значення поздовжньої чи тангенціальної твердості (податливості) шин наводяться в роботі [8].

Значення поздовжньої податливості підвіски в літературі не зустрічаються. Однак, оскільки характеристики окремих елементів підвіски, особливо гумових, можуть помітно змінюватися в експлуатації, будемо орієнтуватися на експериментальні значення, отримані автором роботи [8].

Після визначення реакцій H_1 і H_2 розв'язання системи рівнянь не викликає труднощів.

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{П} = \frac{G \cdot L_2 + (M_{П} + M_3)}{L}; Y_3 = \frac{G \cdot L_1 - (M_{П} + M_3)}{L}. \quad (47)$$

Повні навантаження на колеса:

$$G_{КП} = Y_{П} + G_{П} = G_{ПСТ} + \frac{M_{П} + M_3}{L}; G_{ЗП} = Y_3 + G_3 = G_{ЗСТ} - \frac{M_{П} + M_3}{L}. \quad (48)$$

З огляду на вираз (3), знайдемо співвідношення між гальмівними моментами на передніх і задніх колесах

$$M_3 = \frac{M_{П} \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (49)$$

Радіальні реакції N_1, N_2, N_3, N_4 визначаються зі спільного розв'язання пар рівнянь (14) і (15), (16) і (17)

$$N_1 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L} \cdot \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha_2} \right] + G_{\Pi CT}}{\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2}; \quad (50)$$

$$N_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha_1} \right] + G_{\Pi CT}}{\cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}; \quad (51)$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} - \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha_4} \right] + G_{3CT}}{\cos \alpha_3 + \sin \alpha_3 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_4}; \quad (52)$$

$$N_4 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha_3} \right] + G_{3CT}}{\cos \alpha_4 + \sin \alpha_4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_3}. \quad (53)$$

Для симетричної схеми ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha'$, $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha''$) ці ж вирази матимуть такий вигляд:

$$N_1 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (54)$$

$$N_2 = \frac{M_{\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{\Pi CT}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (55)$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} - \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3CT}}{2 \cdot \cos \alpha''}; \quad (56)$$

$$N_4 = \frac{M_3 \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin \alpha''} \right] + G_{3CT}}{2 \cdot \cos \alpha''}. \quad (57)$$

3. Гальмування з проковзуванням роликів по шинах.

Виходячи з результатів розрахунків в роботі [8], зі збільшенням гальмівних моментів M_{Π} і M_3 зростають сповільнення і сили T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , N_2 , N_4 , а сили N_1 і N_3 знижуються. При деяких значеннях M_{Π} і M_3 вони зменшаться настільки, що сил зчеплення виявиться недостатньо для передачі сил інерції передніх роликів переднього і заднього блоків стенда.

При подальшому збільшенні гальмівних моментів буде змінюватися опис процесів. Будемо називати гальмування без проковзування першим етапом процесу гальмування на ділянці наростання моментів, а гальмування з проковзуванням одного з роликів – другим етапом. Кінцю I етапу і початку II відповідає деяке критичне значення гальмівного моменту. Його вираз в загальному вигляді можна одержати з умови

$$T_1 = \varphi \cdot N_1, \quad (58)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шини з роликом.

Після підстановок і перетворень одержимо

$$M_{\Pi 1} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2}]}. \quad (59)$$

При іншому сполученні параметрів першим заковзає задній ролик, за умови $T_2 = \varphi \cdot N_2$. Значення гальмівного моменту, критичне за проковзуванням заднього ролика переднього блока:

$$M_{\Pi 2} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1}]}. \quad (60)$$

Аналогічно для передніх і задніх роликів заднього блока критичні значення гальмівного моменту складуть:

$$M_{33} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) - \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4}]}; \quad (61)$$

$$M_{34} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_4 \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3}]}. \quad (62)$$

Коефіцієнт використання навантаження

$$q_{\text{ПУСЛ}} = \frac{M_{\text{П}}}{G_{\text{ПСТ}} \cdot R}; \quad q_{\text{ЗУСЛ}} = \frac{M_3}{G_{\text{ЗСТ}} \cdot R}. \quad (63)$$

Після підстановок і перетворень з урахуванням виразів (57...60) одержимо:

$$q_{\text{П1УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\text{tg} \alpha_2}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\text{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2}]}; \quad (64)$$

$$q_{\text{П2УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_2 \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\text{tg} \alpha_1}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\text{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1}]}; \quad (65)$$

$$q_{\text{З3УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\text{tg} \alpha_4}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\text{tg} \alpha_4} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) - \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4}]}; \quad (66)$$

$$q_{\text{З4УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_4 \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\text{tg} \alpha_3}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\text{tg} \alpha_3} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) + \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3}]}; \quad (67)$$

Для стелів симетричної схеми вищевикладені вирази будуть мати вигляд:

$$M_{\text{П1}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\text{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'}]}; \quad (68)$$

$$M_{\text{П2}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{ПСТ}} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\text{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'}]}; \quad (69)$$

$$M_{\text{З3}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{ЗСТ}} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_3 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\text{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) - \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{\sin \alpha''}]}; \quad (70)$$

$$M_{\text{З4}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{ЗСТ}} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_4 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\text{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{\sin \alpha''}]}; \quad (71)$$

$$q_{\text{П1УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\text{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'}]}; \quad (72)$$

$$q_{\text{П2УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C1}}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\text{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'}]}; \quad (73)$$

$$q_{\text{З3УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_3 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\text{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) - \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{\sin \alpha''}]}; \quad (74)$$

$$q_{\text{З4УСЛ}} = \frac{\varphi \cdot m_{C2}}{m_4 \cdot 2 \cdot \cos \alpha'' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\text{tg} \alpha''} - \frac{1}{(1-\beta) \cdot L}) + \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{\sin \alpha''}]}; \quad (75)$$

Висновки

Для підвищення точності діагностування гальмівних систем повнопривідних автомобілів на роликівому стелі необхідно використовувати повноопорний інерційний роликівий стелі, а також враховувати особливості силової взаємодії автомобіля зі стелідом при гальмуванні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1]. И. А. Мармут, «Разработка научно-методических основ проектирования передвижных станций диагностики» дис. канд. техн. наук, ХГАДТУ, Харьков, 2001.
- [2]. Н. Я. Говорущенко, В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, И. А. Мармут и В. А. Зуев, *Роликовые стелды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование)*. Харьков, Украина: ХНАДУ, 2009, 344 с.
- [3]. И. А. Мармут, «Обоснование выбора диаметра роликов инерционного тормозного стелда», *Науковий журнал ХНТУСІ ім. П. Василенка «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*, № 13, с. 241-247, 2018.
- [4]. И. А. Мармут, Э. Х. Рабинович. «К вопросу оптимизации конструктивных параметров роликівого стелда для проверки тормозов» на XXIV научно-технической конференции с международным участием *Транспорт, экология – устойчивое развитие*, Варна, 2018, с. 119-124.
- [5]. И. А. Мармут, «Моделирование процесса гальмування автомобіля на інерційному роликівому стелді» на Міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці», Харків, 2017, с. 155-159.
- [6]. И. А. Мармут, «Математичні моделі стелдової діагностики гальмівних систем автомобілів», *Науковий журнал Луцького НТУ «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»*, № 2(11), с. 90-96, 2018.

[7]. Онлайн-учебник по устройству автомобиля [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://monolith.in.ua/structure-avto/polnoprivodnye-avtomobili/>.

[8]. Э. Х. Рабинович, «Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов» дис. канд. техн. наук, ХАДИ, Харьков, 1981.

Мармут Ігор Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говоруценка М. Я., e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків.

Кашканов Андрій Альбертович – д-р. техн. наук, доцент, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

I. Marmut¹
A. Kashkanov²
V. Kashkanov²

Investigation of the interaction of car wheels with the stand rollers during braking

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The article discusses the issues of modeling conditions for obtaining diagnostic information about complex objects. As an example, the study of the braking qualities of four-wheel drive cars on an inertial roller stand is considered.

Diagnosing the technical condition of cars from the point of view of traffic safety is one of the most important problems. This is especially important for systems whose technical condition affects traffic safety: especially braking systems. Foreign and domestic experience testifies to the effectiveness of instrumental control. The diagnostic equipment includes roller stands, on which you can check the braking properties of cars.

As shown by many studies, in particular, carried out at the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, KhNADU (HADI), inertial stands provide more reliable information about the technical condition of the car. Such stands allow you to reproduce the real speed and thermal modes of the brakes (especially those equipped with ABS). To improve the accuracy of diagnosing a car on a roller stand, it is necessary to have an idea of the nature of the interaction of the car wheels with the rollers.

The studies of wheel rolling on the stand rollers have been carried out by many authors since the 80s of the last century. However, all these studies were carried out on uniaxial stands and for mono-drive vehicles. Nowadays, a large number of passenger cars have four-wheel drive. Rolling of the wheels of such cars on rollers and their interaction has practically not been studied. Therefore, a return to the study of this issue is relevant.

A power model of the system of interaction between the car and the stand has been developed, taking into account the design features of the stand and the design features of the car's suspension. The power model of the system under consideration contains the equilibrium equations of the body and two bridges and the equations of motion of the rollers and wheels of the car. Based on the results of the analysis of the acting forces in the "car-stand" system, the braking moments on the wheels M and the coefficients of the use of the load q during the braking tests of a 4x4 vehicle were determined.

The obtained research results allowed to improve the theory of interaction of a car wheel with the rollers of an inertial diagnostic stand.

Key words: inertial roller stand, four-wheel drive vehicle, force interaction of the vehicle with the stand during braking, load utilization factor.

Marmut Ihor – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Kashkanov Andriy – Dr. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Chair of Automobiles and Transportation Management, e-mail: a.kashkanov@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.

И. А. Мармут¹
А. А. Кашканов²
В. А. Кашканов²

Исследование взаимодействия колес автомобиля с роликами стенда при торможении

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

В статье рассмотрены вопросы моделирования условий для получения диагностической информации о сложных объектах. В качестве примера рассмотрена проверка тормозных качеств полноприводных легковых автомобилей на инерционном роликовом стенде.

Диагностирование технического состояния автомобилей с точки зрения безопасности движения является одной из важнейших проблем. Особенно это важно для систем, техническое состояние которых влияет на безопасность движения: особенно тормозных систем. Зарубежный и отечественный опыт свидетельствует об эффективности инструментального контроля. К диагностическому оборудованию относятся роликовые стенды, на которых можно осуществлять проверку тормозных свойств автомобилей.

Как показывают многие исследования, в частности, проводившиеся на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ (ХАДИ), инерционные стенды дают более достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Такие стенды позволяют воспроизвести реальные скоростные и тепловые режимы работы тормозов (особенно оснащённых ABS). Для повышения точности диагностирования автомобиля на роликовом стенде необходимо иметь представление о характере взаимодействия колес автомобиля с роликами.

Исследования качения колеса по роликам стенда выполняли многие авторы, начиная с 80-х годов прошлого века. Однако все эти исследования проводились на одноосных стендах и для моноприводных автомобилей. Сейчас же большое количество легковых автомобилей имеет полный привод. Качение колес таких автомобилей по роликам и их взаимодействие практически не изучено. Поэтому возвращение к изучению этого вопроса является актуальным.

Разработана силовая модель системы взаимодействия автомобиля со стендом с учетом конструктивных особенностей стенда и особенностей конструкции подвески автомобиля. Силовая модель рассматриваемой системы содержит в себе уравнения равновесия кузова и двух мостов и уравнения движения роликов и колес автомобиля. По результатам анализа действующих сил в системе «автомобиль-стенд» определены тормозные моменты на колесах M и коэффициенты использования нагрузки q при тормозных испытаниях автомобиля 4x4.

Полученные результаты исследований позволили усовершенствовать теорию взаимодействия колеса автомобиля с роликами диагностического стенда инерционного типа.

Ключевые слова: инерционный роликовый стенд, полноприводный автомобиль, силовое взаимодействие автомобиля со стендом при торможении, коэффициент использования нагрузки.

Мармут Игорь Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. проф. Говорущенко Н. Я., e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Кашканов Андрей Альбертович – д-р. техн. наук, доцент, профессор кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.