

УДК 629.113

**КРИВОШАПОВ С.І., к.т.н, доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ СТЕНДУ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ НА КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ КОЧЕННЮ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

У статті викладені результати математичного моделювання імітаційного стенду з біговими барабанами. Розглянуто вплив геометричних параметрів стенду на зміну енергетичних витрат у колесах автомобіля. Отримана аналітична залежність коефіцієнта опору коченню коліс автомобіля під час руху на роликовому стенді, яка враховує конструктивні особливості діагностичного устаткування.

Ключові слова: автомобіль, роликовий стенд, коефіцієнт опору коченню колеса, втрати енергії, колесо, енергетичні параметри.

Постановка проблеми

Автомобільний транспорт займає провідне місце серед інших видів транспорту. Обсяги перевезень вантажів автомобілями становить 80%, а пасажирів - більше 90%. Однак він є одним з основних споживачів нафтового палива. Технічний стан транспортних машин змінюється в процесі експлуатації, що вимагає проведення діагностичних, профілактичних та відновних заходів.

Для ефективної експлуатації автомобілів необхідні глибокі знання теорії проектування, конструювання, функціонування транспортних машин, технічної діагностики, методів нормування та управління. Необхідно аналізувати всі складові системи «людина - машина - умови експлуатації». Але в процесі діагностування автомобіля імітаційне обладнання вносить у цю систему свої корективи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Взаємодії колеса з дорогою присвячено багато фундаментальних робіт [1, 2], які розглядають вплив параметрів дорожнього покриття і характеристики колеса на зміну коефіцієнта опору коченню колеса при русі по дорозі. Крім цього, як зазначається в роботах [3, 4], втрати в шині залежать від технічного стану шини, внутрішнього тиску в шині, зносу протектора, величини поперечної сили в місці контакту колеса з дорогою, яка може виникнути в результаті перекосу коліс або моста, величини бічного відведення, жорсткості, величини внутрішнього тертя коліс і тощо.

У процесі діагностування автомобільне колесо взаємодіє не з дорогою, а з опорною поверхнею імітаційного стенду. Для оцінки гальмівних властивостей автомобіля широкого поширення набули стенди з біговими барабанами або роликові стенди [5]. Взаємодію колеса з опорною поверхнею стенду в гальмівному режимі для симетрично розташованих роликів розглянуто в роботі [6]. Паливна економічність, токсичність і потужні характеристики автомобіля перевіряються на тяговому режимі. При цьому конструкція стенду може мати і не симетрично розташовані бігові барабани.

Мета статті

Істотний вплив на динаміку «руху» автомобіля на стенді з біговими барабанами мають конструктивні особливості самого стенду. Тому метою даного дослідження є отримання аналітичної залежності впливу конструкції стенду з біговими барабанами на показник, який характеризує втрати в колесах автомобіля - коефіцієнт опору коченню колеса.

Матеріали й результати дослідження

Розглянемо взаємодію колеса зі стендом з біговими барабанами з двома несиметрично розташованими роликами. Така схема є загальною схемою стендів зі спареними роликами. Схема взаємодії наведена на рис. 1. Основними конструктивними параметрами, які характеризують цю схему силової взаємодії поверхні колеса з роликами, є радіус колеса r_k^0 , радіус барабана r_b , міжосьова відстань між осями роликів і горизонтальною L і вертикальною h площинами.

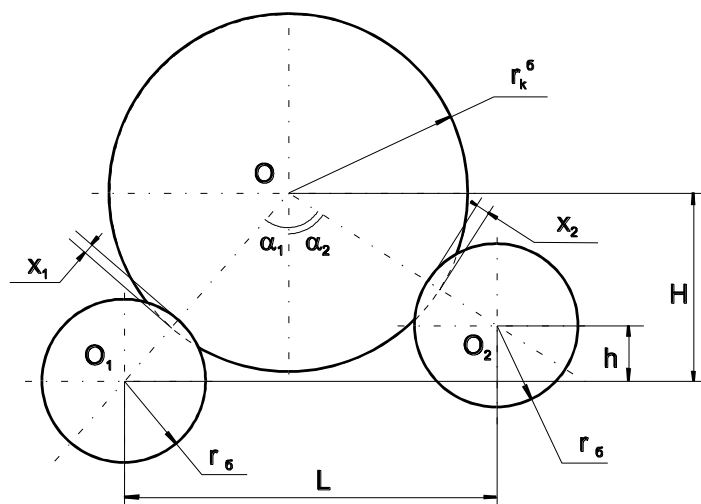


Рис. 1. Схема взаємодії колеса з роликами барабанного стенду

При складанні математичної моделі були прийняті наступні припущення: колесо навантажено тільки вертикальною силою (при навантаженні під кутом, необхідно повернути систему координат на відповідний кут, що фактично зводиться до коригування кутів α_1 і α_2); деформація колеса пропорційна силі, що викликає цю деформацію (відповідає закону Гука); ролики не деформуються (деформація роликів незначна щодо деформації коліс); ролики не зв'язані між собою кінематичною передачею; лінійні розміри переднього і заднього роликів однакові.

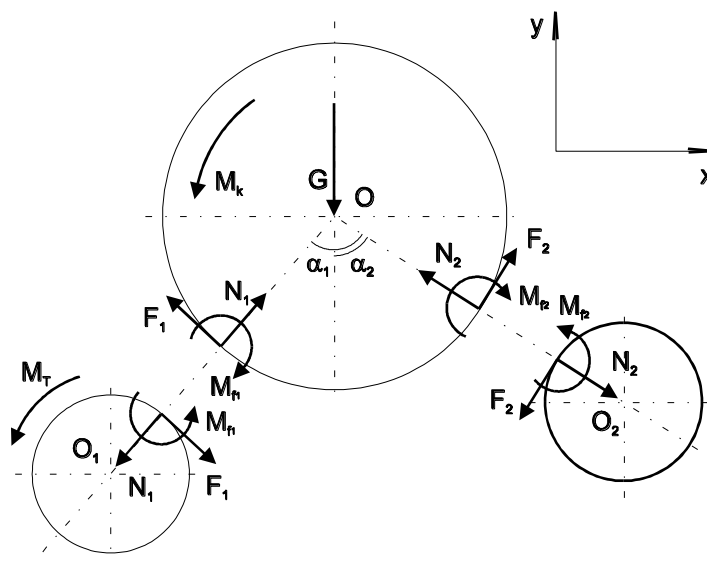


Рис. 2. Схема сил, що діють при взаємодії колеса з роликами барабанного стенду

Схема сил і моментів наведена на рис. 2. Згідно прийнятої схеми навантаження та припущень на колесо діє вертикальна сила тяжіння G і крутний момент M_k , підведений від двигуна автомобіля до провідного колеса. З боку стенду на протидію силі тяжіння і крутному моменту

на колесо діє сила реакції стелю. Ця реакція являє собою нормальну складову – N_1 і N_2 , і дотичну – F_1 і F_2 (тут і далі індекс 1 відноситься до лівого ролика, а індекс 2 – до правого). Зміщення нормальної реакції від прямої, що з'єднує центр колеса і роликів, враховується моментами M_{f1} і M_{f2} . На лівий ролик діє гальмівний момент, який заміряється діагностичним обладнанням.

Рух колеса на стелі описується системою 5 рівнянь, які відповідають умові рівноваги сил відносно вертикальної OY і горизонтальної OX вісей координат і умові рівності моментів щодо осі обертання колеса O та роликів O_1 і O_2 :

$$\begin{cases} N_1 \cdot \cos \alpha_1 + F_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 + F_2 \cdot \sin \alpha_2 = G \\ N_1 \cdot \sin \alpha_1 - F_1 \cdot \cos \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + F_2 \cdot \cos \alpha_2 = G \\ M_k - M_{f1} - F_1 \cdot r_{k1} - M_{f2} + F_2 \cdot r_{k2} = J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} \\ M_T + M_{f1} - F_1 \cdot r_\theta = J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \\ M_{f1} + F_2 \cdot r_\theta = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \end{cases}, \quad (1)$$

де J_k – момент інерції обертюв мас автомобіля, які приведені до осі колеса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

J_1 і J_2 – момент інерції відповідно правого та лівого ролика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – кутове прискорення колеса, с^{-2} ;

$\frac{d\omega_1}{dt}$ і $\frac{d\omega_2}{dt}$ – кутове прискорення відповідно лівого та правого ролика, с^{-2} ;

r_{k1} і r_{k2} – динамічний радіус колеса при взаємодії з лівим і правим роликами, м;

α_1 і α_2 – кути нахилу осі, що з'єднує осі колеса і роликів відносно вертикалі відповідно для лівого та правого ролика.

Моменти опору коченню колеса M_{f1} і M_{f2} пропорційні нормальній реакції:

$$M_{f1} = f \cdot N_1 \cdot r_{k1} \text{ и } M_{f2} = f \cdot N_2 \cdot r_{k2}, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт опору коченню колеса на стелі з біговими барабанами.

Під дією навантаженої вертикальної сили в місці контакту виникає радіальна деформація:

$$X_1 = N_1 \cdot k \text{ и } X_2 = N_2 \cdot k, \quad (3)$$

де k – радіальна жорсткість шини, Н/м .

З урахуванням радіальної деформації відстані між віссю колеса і роликами:

$$OO_1 = r_\theta + r_{k1} = r_\theta + r_k^0 - N_1 \cdot k \quad \text{и} \quad OO_2 = r_\theta + r_{k2} = r_\theta + r_k^0 - N_2 \cdot k, \quad (4)$$

де $r_{k1} = r_k^0 - N_1 \cdot k$ і $r_{k2} = r_k^0 - N_2 \cdot k$.

Кути α_1 і α_2 взаємопов'язані і визначаються геометричними параметрами стенду. Кути α_1 і α_2 можна знайти, розглянувши трикутник між віссю обертання колеса і роликів, схема якого наведена на рис. 3.

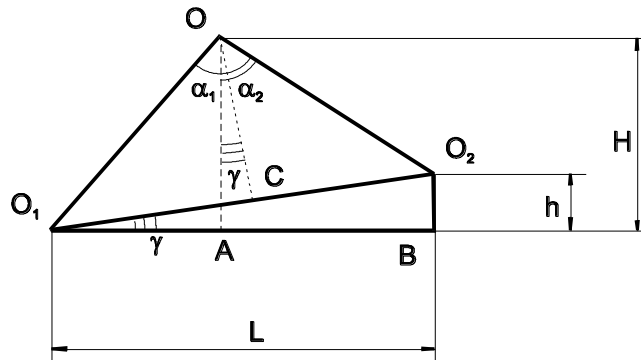


Рис. 3. Схема визначення основних геометричних параметрів положення колеса на роликовому стенді

Кути α_1 і α_2 визначаються з рівнянь: $\alpha_1 = \angle O_1OC - \gamma$ і $\alpha_2 = \angle COO_2 + \gamma$.

Але при розрахунках нам потрібні не самі кути α_1 і α_2 , а їхні \sin та \cos . Тоді, наприкладі визначення $\sin \alpha_1$:

$$\sin \alpha_1 = \sin(\angle O_1OC - \gamma) = \sin(\angle O_1OC) \cdot \cos \gamma + \cos(\angle O_1OC) \cdot \sin \gamma \quad (5)$$

Кут $\angle O_1OC$ визначається при розгляді двох прямокутних трикутників ΔO_1OC і ΔO_2OC , які мають спільну сторону OC , а значення сторін OC , O_1C і O_2C з рівнянь:

$$(OC)^2 = (O_1O)^2 - (O_1C)^2, (OC)^2 = (O_2O)^2 - (O_2C)^2 \text{ і } O_1O_2 = O_1C + O_2C \quad (6)$$

Тоді

$$\sin(\angle O_1OC) = \frac{O_1C}{O_1O} = \frac{(O_1O_2)^2 - (OO_2)^2 + (O_1O)^2}{2 \cdot (O_1O_2) \cdot (O_1O)}, \quad (7)$$

$$\cos(\angle O_1OC) = \frac{OC}{OO_2} = \frac{-(OO_2)^4 - (O_1O_2)^4 - (O_1O)^4 + 2(O_1O)^2(OO_2)^2 + 2(OO_2)^2(O_1O_2)^2 + 2(O_1O)^2(O_1O_2)^2}{2 \cdot (O_1O_2) \cdot (OO_2)} \quad (8)$$

Відстань між осями роликів O_1O_2 і кутом γ визначається у прямокутному трикутнику ΔO_1O_2B :

$$O_1O_2 = \sqrt{L^2 + h^2}; \sin \gamma = \frac{\sqrt{L^2 + h^2}}{h}; \cos \gamma = \frac{\sqrt{L^2 + h^2}}{L}. \quad (9)$$

Після підстановки (9) і (8) у вираз (4), остаточно одержуємо:

$$\sin(\alpha_1) = \frac{h \cdot (L^2 + h^2 - (OO_2)^2) - L \cdot \xi}{2 \cdot (O_1O) \cdot h \cdot L}, \quad (10)$$

$$\text{де } \xi = \sqrt{-(OO_2)^4 - (L^2 + h^2)^2 - (O_1O)^4 + 2 \cdot (O_1O)^2 \cdot (OO_2)^2 + 2 \cdot (OO_2)^2 \cdot (L^2 + h^2) + 2 \cdot (O_1O)^2 \cdot (L^2 + h^2)}.$$

Аналогічно визначається $\cos\alpha_1$, $\sin\alpha_2$ і $\cos\alpha_2$. Остаточо без виведення:

$$\cos(\alpha_1) = \frac{L \cdot (L^2 + h^2 - (OO_2)^2 + (O_1O)^2) + h \cdot \xi}{2 \cdot (O_1O) \cdot h \cdot L}, \quad (11)$$

$$\sin(\alpha_2) = \frac{h \cdot (L^2 + h^2 + (OO_2)^2 - (O_1O)^2) + L \cdot \xi}{2 \cdot (O_1O) \cdot h \cdot L}, \quad (12)$$

$$\cos(\alpha_2) = \frac{L \cdot (L^2 + h^2 + (OO_2)^2 - (O_1O)^2) + h \cdot \xi}{2 \cdot (O_1O) \cdot h \cdot L}. \quad (13)$$

Отримані вирази (10-13) з урахуванням виразу (3) є рівняннями $\alpha_1 = f(N_1, N_2)$ і $\alpha_2 = f(N_1, N_2)$. Їхнє спільне розв'язання з системою рівняння (1) дозволяють знайти всі невідомі.

З 4-го і 5-го рівнянь системи (1) отримаємо F_1 і F_2 :

$$F_1 = \frac{f \cdot (N_2 \cdot r_k^0 - N_2^2 \cdot k) - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}}{r_{\bar{o}}} \quad \text{і} \quad F_1 = \frac{f \cdot (N_1 \cdot r_k^0 - N_1^2 \cdot k) - J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt}}{r_{\bar{o}}}. \quad (14)$$

З 3-го рівняння системи (1) знайдемо невідомий момент M_k :

$$M_k = J \cdot \frac{d\omega_k}{dt} + M_{f1} + F_1 \cdot r_{k1} + M_{f1} - F_2 \cdot r_{k2}. \quad (15)$$

Після підстановки F_1 і F_2 з подальшим перетворенням отримаємо рівняння $M_k = f(N_1, N_2)$:

$$M_k = J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - \frac{r_k^0}{r_{\bar{o}}} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \right) + \frac{k}{r_{\bar{o}}} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \cdot N_1 - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \cdot N_2 \right) + \frac{M_T}{r_{\bar{o}}} \cdot (r_k^0 - k \cdot N_1) + \\ + f \cdot r_k^0 \cdot (N_1 - N_2) \cdot \left(1 - \frac{r_k^0}{r_{\bar{o}}} \right) + f \cdot k \cdot (N_1^2 - N_2^2) \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{r_k^0}{r_{\bar{o}}} \right) + f \cdot \frac{k^3}{r_{\bar{o}}} \cdot (N_1^3 - N_2^3) \quad (16)$$

Значення N_1 і N_2 визначаємо при спільному розв'язанні 1-го і 2-го рівнянь системи (1):

$$N_2 = \frac{\frac{G}{\cos\alpha_2} - F_1 \cdot \frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_2} \cdot ((\operatorname{ctg}\alpha_1)^2 + 1) + F_2 \cdot (\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2)}{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1}, \quad (17)$$

$$N_2 = \frac{G \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{\sin\alpha_1} - F_1 \cdot (\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2) + F_2 \cdot \frac{\cos\alpha_2}{\sin\alpha_1} \cdot ((\operatorname{tg}\alpha_2)^2 + 1)}{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1}. \quad (18)$$

Після підстановки F_1 і F_2 з урахуванням залежностей визначають кути α_1 і α_2 , рівняння (7–9) утворюють систему двох рівнянь з двома невідомими. Чисельне розв'язання системи рівнянь (17, 18) дозволяє знайти невідомі N_1 і N_2 . Підставляючи їх у рівняння (16) визначається невідомий момент M_k .

Отримані системи рівнянь можна спростити, якщо розглядати рівномірне обертання автомобільного колеса на стенді. У цьому випадку $\frac{d\omega_k}{dt}$, $\frac{d\omega_1}{dt}$ і $\frac{d\omega_2}{dt}$ дорівнюють нулю. Також рівняння може бути спрощено, якщо моменти інерції лівого і правого ролика рівні $J_1 = J_2$. Також рівняння можуть бути спрощені, якщо розглядається більш спрощена схема стенду, наприклад, при симетричному розташуванні роликів: $h = 0$.

Значення коефіцієнта опору коченню колеса на стенді визначається з рівняння (16) моменту M_k :

$$f = \frac{M_k - J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} + \frac{r_k^0}{r_0} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} - M_T \right) - \frac{k}{r_0} \cdot \left(J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \cdot N_1 - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \cdot N_2 + M_T \cdot N_1 \right)}{r_k^0 \cdot (N_1 - N_2) \cdot \left(1 - \frac{r_k^0}{r_0} \right) + k \cdot (N_1^2 - N_2^2) + \left(1 - 2 \cdot \frac{r_k^0}{r_0} \right) \cdot \frac{k^3}{r_0} \cdot (N_1^3 - N_2^3)} \quad (19)$$

Задаючись деяким моментом M_k , заміряючи момент M_T при деякому навантаженні G визначається значення f . З рівняння (16) простежується взаємозв'язок між коефіцієнтом опору коченню колеса f , який характеризує втрати енергії в колесі, і коефіцієнтом k , який характеризує технічний стан колеса.

Висновки

Коефіцієнт опору коченню колеса по роликах барабана відрізняється від коефіцієнта опору коченню колеса на дорогах, оскільки він залежить не тільки від характеристик колеса і дороги, але і від конструктивних параметрів стенду.

Отримані залежності визначення коефіцієнта опору коченню колеса можуть бути використані для розрахунків потужностного балансу автомобіля при його «русі» на стенді з біговими барабанами. Це дозволить підвищити точність розрахунків витрати палива, токсичності, ККД автомобіля та інших показників у процесі діагностування.

Список літератури

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля : Избранные труды / Е.А. Чудаков. - В 2-х томах. - М.: Изд. АН СССР, 1961. – Т. 1, 463 с.; Т. 2, 344 с.
2. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз. - М.: Автотрансиздат, 1957. – 134 с.
3. Юрченко А.Н. Научные основы диагностирования технического состояния ходовой части автомобилей: Автореф. дис. ... док-ра техн. наук: 05.22.10 / А.Н. Юрченко. – Харьков: ХГАДТУ, 1996. – 41 с.
4. Макаров В.А. Исследование и разработка метода диагностирования эксплуатационного состояния шин по объемной деформации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.11. – / В.А. Макаров – Новочеркасск: Новочерк. политехн. ин-ут, 1974. – 22 с.
5. Хмидашвили Д.Г. Исследование динамических режимов стендовой диагностики автомобиля по мощностным и экономическим показателям: Дис. ... канд. тех. наук. / Д.Г. Хмидашвили. – М., 1973. – 342 с.
6. Рабинович Э.Х. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10. / Э.Х. Рабинович. – Харьков: ХАДИ, 1981. – 229 с.

Кривошапов С.И. Влияние конструкции стенда с беговыми барабанами на коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля

Аннотация. В статье изложены результаты математического моделирования имитационного стенда с беговыми барабанами. Рассмотрены влияния геометрических параметров стенда на величину энергетических потерь в колесах автомобиля. Полученная аналитическая зависимость коэффициента сопротивления качению колес автомобиля во время движения на роликовом стенде, которая учитывает конструктивные особенности диагностического оборудования.

Ключевые слова: автомобиль, роликовый стенд, коэффициент сопротивления качению колеса, потери энергии, колесо, энергетические параметры

Krivoshapov S.I. The influence of construct of the roller stand on coefficient of rolling resistance of wheels of a vehicle

Abstract. The article presents the results of mathematical modeling of the roller stand. Consider the effect of the geometric parameters of the stand by the amount of energy loss in the wheels of the car. The resulting analytical dependence of the rolling resistance of the wheels of the car while driving on a roller stand, which takes into account the structural features of the diagnostic equipment.

Keywords: car, roller stand, rolling resistance wheel, loss of energy, wheel, power of energy

Стаття надійшла до редакції 07.11.2014 р.