

УДК 629.017

М. А. Подригало, Д. М. Клец

МОДЕЛЬ НЕЛІНІЙНОГО ВІДВЕДЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

Запропоновано просту нелінійну модель відведення шини колеса автомобіля з використанням відомих експериментальних залежностей бічної сили від кута відведення.

К л ю ч о в і с л о в а: автомобіль, колесо, нелінійне відведення.

Постановка проблеми Явищу бічного відведення шин коліс автомобіля присвячено значну кількість науково-дослідних робіт. У результаті визначено, що залежність між кутами відведення і бічними силами є нелінійною. Відношення бічної сили до кута відведення отримало назву коефіцієнта опору бічному відведенню шини (коефіцієнта відведення шини).

Традиційно для малих кутів відведення вважалося, що коефіцієнт відведення шини – величина стала. Це відповідало лінійній частині залежності бічної сили від кута відведення шини. Для оцінювання впливу різних чинників на величину коефіцієнта відведення деякими авторами була запропонована система поправкових (коригувальних) коефіцієнтів. Однак це значно ускладнювало математичну модель руху автомобіля з відведенням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Явище відведення колеса з пневматичною шиною у 1925 р. визначив Г. Брульє [1], а результати першого експериментального дослідження цього явища були опубліковані в роботі Г. Беккера, Х. Фрома, Х. Маруна у 1931 р. [2]. Серйозний аналіз праць з дослідження явища відведення колеса з пневматичною шиною виконано О. С. Литвиновим [3]. Кількісна оцінка бічного відведення еластичного колеса у вигляді залежності між бічною силою P_y та кутом відведення δ запропонована Я. М. Певзнером [4]. Вона має вигляд:

$$P_y = K_y \cdot \delta, \quad (1)$$

де K_y – коефіцієнт опору бічному відведенню шин (коефіцієнт відведення).

Залежність (1) виконується для малих значень кутів відведення δ . Спрощений вигляд залежності бічної сили від кута бічного відведення наведено на рис. 1 [11].

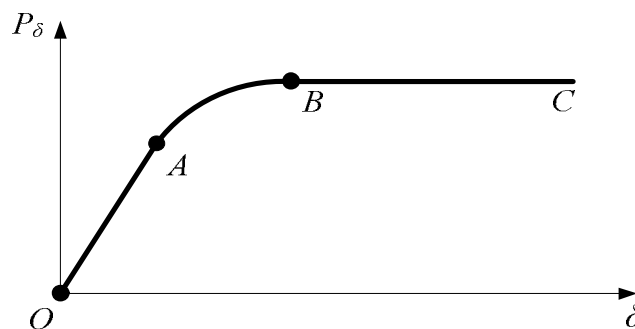


Рис. 1. Спрощений вигляд залежності бічної сили від кута бічного відведення

Цю криву можна розбити на три ділянки: похила лінійна, криволінійна і лінійна горизонтальна. Похила лінійна ділянка OA (рис. 1) відповідає відведенню без ковзання, криволінійна ділянка AB – коченню з відведенням та частковим проковзуванням. Лінійна горизонтальна ділянка BC відповідає чистому ковзанню.

Залежність (1) виконується для похилої лінійної ділянки OA , тобто для відносно невеликих кутів відведення δ . У цьому випадку:

$$K_y = K_{y_0} = \partial P_y / \partial \delta, \quad (2)$$

де K_{y_0} – тангенс кута нахилу кривої $K_y(\delta)$ на початку координат.

На ділянках AB і BC коефіцієнт відведення K_y змінний, оскільки $\partial P_y / \partial \delta = \text{var}$.

У роботах [3; 5] визначено, що коефіцієнт опору бічному відведенню шини залежить від великої кількості факторів, основними з яких є: розміри і конструкція колеса, тиск повітря в шині, величини сил, діючих на колесо, швидкість руху, тип і стан дорожнього покриття, форма траєкторії руху центра колеса (прямолінійна, криволінійна), кривизна траєкторії і швидкість її зміни за часом або шляхом, характер прикладання сил, діючих на колесо, і швидкість зміни цих сил. Вплив зазначених факторів не дозволяє використовувати лінійну теорію відведення. У роботі Д. О. Антонова [5] пропонується використовувати нелінійну теорію відведення. Сутність її полягає в тому, що залежність бічної сили від кута відведення описує рівняння:

$$P_y = K_y \cdot \delta = q \cdot K_{y_{0\delta}} \cdot \delta = q_N \cdot q_T \cdot q_\phi \cdot q_V \cdot q_{\approx} \cdot q_{ш} \cdot q_{zp} \cdot q_{zy} \cdot q_{ny} \cdot K_{y_{0\delta}}, \quad (3)$$

де q – загальний коефіцієнт корекції коефіцієнта відведення; q_N – коефіцієнт корекції, що враховує перерозподіл нормальних реакцій між колесами; q_T – коефіцієнт корекції, що враховує вплив дотичних (тягових і гальмівних) навантажень; q_ϕ – коефіцієнт корекції, що враховує зміну зчіпних властивостей колеса з дорогою; q_V – коефіцієнт корекції, що враховує зміну нахилу коліс до опорної поверхні у випадку крену; $q_{ш}$ – коефіцієнт корекції, що враховує вплив тиску повітря в шині; q_{zy} – коефіцієнт корекції, що враховує вплив задніх напрямних коліс; q_{ny} – коефіцієнт корекції, що враховує нелінійність залежності бічної сили від кута відведення; q_{\approx} – коефіцієнт корекції, що враховує коливання невідвіреної маси автомобіля; q_{zp} – коефіцієнт корекції, що використовують у моделюванні руху автомобіля по ґрунтовій поверхні; $K_{y_{0\delta}}$ – коефіцієнт відведення шини для лінійної теорії.

Нелінійна теорія відведення еластичного колеса автомобіля використана в роботах [3; 5–10]. Найбільш істотними факторами, що впливають на коефіцієнт опору бічному відведенню еластичності шин автомобіля, є: нормальне навантаження R_Z , дотична реакція на колесі R_X , вплив кута відведення на нелінійній частині залежності бічної сили P_δ від кута відведення, тиск повітря в шині. Саме тому в більшості досліджень автори обмежуються введенням тільки корегуючих коефіцієнтів $q_N, q_T, q_{ny}, q_{ш}$.

У 1958 р. О. С. Литвиновим [3] була запропонована емпірична формула для визначення коефіцієнта відведення від нормального навантаження на колесо:

$$K_y = K_{y_{\max}} - A_y \left(\left| R_{Z_{\text{opt}}} - R_Z \right| \right)^n, \quad (4)$$

де $K_{y_{\max}}$ – максимальне значення коефіцієнта відведення; $R_{Z_{\text{opt}}}$ – нормальна реакція на колесі, відповідна отриманню $K_{y_{\max}}$; A_y – коефіцієнт пропорційності; n – показник ступеня, що визначається дослідним шляхом.

Формула (4) в роботі [3] представлена у вигляді:

$$K_y = \frac{K_{y_{\max}}}{R_{Z_{\text{opt}}}^n} \left[R_{Z_{\text{opt}}}^n - \left(\left| R_{Z_{\text{opt}}} - R_Z \right| \right)^n \right]. \quad (5)$$

Перетворимо (5) до вигляду:

$$K_y = K_{y_{\max}} \left[1 - \left(\left| 1 - \frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} \right| \right)^n \right] = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (6)$$

З формули (6) видно, що вона дає симетричні значення K_y щодо $R_{Z_{\text{opt}}}$ і недостатньо точно відображає реальну залежність K_y від R_Z . Для висхідної гілки достатньо точна залежність запропонована в роботі [3] за умови $n = 2$:

$$K_y = K_{y_{\max}} \frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} \left(2 - \frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} \right) = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (7)$$

У роботі [3] також пропонується залежність, яка дає гарне наближення до реальних значень коефіцієнта відведення:

$$K_y = K_{y_{\max}} \left[2,4 \cdot \frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} - 1,8 \cdot \left(\frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_Z}{R_{Z_{\text{opt}}}} \right)^3 \right] = K_{y_{\max}} \cdot q_N. \quad (8)$$

З посиланням на роботи Р. Смілея та В. Горна у роботі [3] також наведена формула, що дозволяє визначати коефіцієнт відведення залежно від внутрішнього тиску повітря в шині P_W :

$$K_y = C_c \cdot \left(A - \frac{E}{P_W} \right), \quad (9)$$

де C_c – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від конструкції шини;

$$A = 0,714 \cdot R_Z \cdot \sqrt{\frac{B_{ш}^2}{D_0^3}}; \quad (10)$$

$$E = 2,2 \cdot \frac{R_Z^2 \cdot B_{ш}}{D_0^3}; \quad (11)$$

$B_{ш}$ – ширина профілю недеформованої шини; D_0 – вільний діаметр шини.

У роботі [3] з посиланням на роботу В. О. Іларіонова наведена залежність:

$$K_y = K_l (P_W + 1), \quad (12)$$

де K_l – коефіцієнт, що залежить тільки від розмірів шини.

У роботі [5] запропонована залежність для визначення коефіцієнта відведення у випадку дії дотичної реакції на колесо:

$$K_y = K_{y_0} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_X}{\varphi \cdot R_Z} \right)^2} = K_{y_0} \cdot q_T, \quad (13)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Використання системи коефіцієнтів корекції ускладнює моделювання процесу руху автомобіля у разі застосування нелінійної теорії кочення еластичного колеса з відведенням.

Метою статті є створення математичної моделі нелінійного відведення еластичного колеса без використання коригувальних коефіцієнтів.

Для досягнення зазначеної мети необхідно виконати такі завдання:

– обґрунтувати нелінійну модель бічного відведення еластичного колеса без використання коефіцієнта відведення;

– проаналізувати отриману математичну модель.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи характер кривої, зображеної на рис. 1, зробимо висновок, що математично зазначена крива може бути представлена залежністю:

$$P_y = P_{y_{\max}} \cdot \frac{\delta}{K + \delta}, \quad (14)$$

де $P_{y_{\max}}$ – максимальне значення бічної сили, відповідне лінійній горизонтальній ділянці BC на рис. 1; K – сталий коефіцієнт для конкретної конструкції шини за заданих значень внутрішнього тиску в ній.

За умови $\delta = 0$ на ділянці OA слушне співвідношення (2). Для цього випадку з рівняння (14) визначимо:

$$P_y = P_{y_{\max}} \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{\delta}{K + \delta} = \frac{P_{y_{\max}}}{K}, \quad (15)$$

звідки:

$$K = \frac{P_{y_{\max}}}{P_y}. \quad (16)$$

Для ділянки OA можна скористатися лінійною теорією відведення. З урахуванням виразу (1), рівняння (16) матиме, за умови $K_y = K_{y_0}$, такий вигляд:

$$K = \frac{P_{y_{\max}}}{K_{y_0} \cdot \delta}. \quad (17)$$

Підставляючи (17) у (14), остаточно отримаємо:

$$P_y = P_{y_{\max}} \cdot \frac{\delta}{\frac{P_{y_{\max}}}{K_{y_0} \delta} + \delta} = \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{1 + \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{P_{y_{\max}}}}. \quad (18)$$

Величина $P_{y_{\max}}$ визначається граничними зчіпними можливостями шини в бічному напрямку. За відсутності дотичної реакції на колесі:

$$P_{y_{\max}} = \varphi \cdot R_Z. \quad (19)$$

За умови виникнення дотичної реакції на колесі:

$$P_{y_{\max}} = \sqrt{\varphi^2 R_Z^2 - R_X^2}. \quad (20)$$

На рис. 2 суцільною лінією наведено графіки залежності бічної сили від кута відведення для трьох шин, взяті з роботи [3]. На цьому ж рисунку наведені графіки апроксимуючих залежностей (14). Експериментально визначено, що для шини типу P з металевим кордом: $P_{y_{\max}} = 7223$ Н та $K = 0,2$. Для шини типу P з текстильним кордом: $P_{y_{\max}} = 3006$ Н та $K = 0,0914$. Для звичайної шини з текстильним кордом: $P_{y_{\max}} = 4572$ Н та $K = 0,261$.

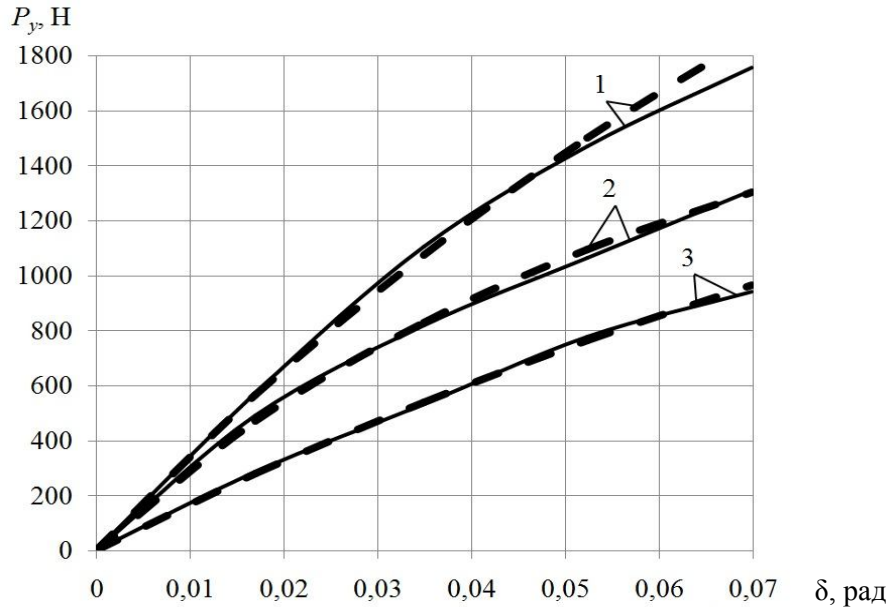


Рис. 2. Залежність бічної сили, що діє на колесо, від кута відведення:
 1 – шина типу P з металевим кордом; 2 – шина типу P з текстильним кордом;
 3 – звичайна шина з текстильним кордом; — експериментальні дані [3];
 - - апроксимуючі залежності (14)

Таким чином, запропонований аналітичний вираз (14) дозволяє з достатньою точністю описати нелінійний зв'язок кута відведення з діючою на еластичне колесо бічною силою.

Очевидно, що коефіцієнт опору бічному відведенню еластичного колеса можна розглядати як окрему похідну бічної сили від кута відведення не тільки на лінійній ділянці OA (рис. 1), а й у всьому діапазоні зміни бічної сили P_y і кута відведення δ .

Після диференціювання рівняння (14) за δ , отримаємо:

$$K_y = \frac{\partial P_y}{\partial \delta} = P_{y_{\max}} \cdot \frac{K}{(K + \delta)^2}. \quad (21)$$

Аналізуючи вираз (21), можна зробити висновок, що зі збільшенням кута відбувається зменшення коефіцієнта відведення K_y . Причому величини δ і K_y зв'язані гіперболічною залежністю, що відповідає результатам експериментальних досліджень, наведеним у роботі [3]. Підставляючи вираз для $P_{y_{\max}}$ з рівняння (20) у співвідношення (21), отримаємо:

$$K_y = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_Z^2 - R_X^2} \cdot \frac{K}{(K + \delta)^2}. \quad (22)$$

Підставляючи вираз (17) у формулу (21), після перетворень отримаємо:

$$K_y = \frac{K_{y_0} \cdot \delta}{\left(1 + \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{P_{y_{\max}}}\right)^2}. \quad (23)$$

Вираз (23) з урахуванням (20) матиме вигляд:

$$K_y = \frac{K_{y_0} \cdot \delta}{\left[1 + \frac{K_{y_0} \cdot \delta^2}{\sqrt{\varphi^2 \cdot R_Z^2 - R_X^2}} \right]^2}. \quad (24)$$

Аналіз виразу (24) показує, що із збільшенням нормальної реакції R_Z на колесі коефіцієнт опору бічному відведенню зростає, а зі збільшенням дотичної реакції R_X – зменшується. Це відповідає результатам, наведеним у роботі [3].

Виконуючи розрахунки, потрібно визначити кути відведення шин передніх і задніх коліс за відомих бічних сил, що діють на них. З виразу (14) визначимо кут відведення:

$$\delta = \frac{K}{\frac{P_{y_{\max}}}{P_y} - 1}. \quad (25)$$

Підставляючи вираз (17) у рівняння (25), після перетворень отримаємо:

$$\delta = \left[K_{y_0} \left(\frac{1}{P_y} - \frac{1}{P_{y_{\max}}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (26)$$

Висновки

1. У випадку використання теорії нелінійного відведення еластичного колеса застосування системи коефіцієнтів корекції ускладнює моделювання процесу руху автомобіля за умови дії бічної сили.
2. Отриманий аналітичний вираз залежності кута відведення від діючих на колесо сил дозволяє значно спростити моделювання процесу руху автомобіля та аналізування впливу різних факторів на цей процес у разі використання теорії нелінійного відведення.

Список використаних джерел

1. Broulhiet G. La Suspension de la direction de la voiture automobile. Schimmi et dandinement. "Societe des Ingeniers Civils de France", 1925, Bulletin 78.
2. Becker G., Fromm H., und Marunu H. Schwingungen in Automobillenkunden, Berlin, 1931.
3. Литвинов, А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Певзнер, Я. М. Боковой увод автомобиля [Текст] / Я. М. Певзнер // Автомобильный мотор, 1939. – № 4. – С. 51.
5. Антонов, Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей [Текст] / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
6. Завьялова, Л. И. Повышение устойчивости движения многоосного автомобиля за счёт рационального выбора числа колесных осей и схемы рулевого управления [Текст] : автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Л. И. Завьялова. – К., 1997. – 27 с.
7. Стельмашук, В. В. Поліпшення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів [Текст] : автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.22.02 / В. В. Стельмашук. – К., 2005. – 18 с.
8. Банніков, В. О. Покращення показників маневреності та стійкості руху мікроавтомобіля [Текст] : автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.22.02 / В. О. Банніков. – К., 2011. – 20 с.
9. Макаров, В. А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля [Текст] : автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.22.02 / В. А. Макаров. – К., 2011. – 38 с.
10. Григорашенко, О. В. Підвищення керованості та стійкості руху автомобілів категорії М1 [Текст] : автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.22.02 / О. В. Григорашенко – К., 2009. – 20 с.
11. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк и др.]; под ред. Б. Б. Генбома. – Львов : Вища шк., Изд-во при Львов. ун-те, 1974. – 234 с.

Стаття надійшла до редакції 24.11.2012 р.