УДК 629.3.017.3

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНОГО РАДІУСА КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ

Артьомов М.П., д.т.н., професор
(Державний біотехнологічний університет)

Абдулгазіс О.У. к.т.н., Подрігало М.А., д.т.н., професор
(Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Зв'язок між кутовою швидкістю колеса і лінійною швидкістю його осі (швидкістю автомобіля) характеризує такий параметр, як кінематичний радіус колеса. Зазначений зв'язок є важливим при оцінці швидкісних властивостей автомобіля, проте його визначення здійснюється, в основному, експериментальним шляхом. Розглянемо аналітичний метод, що дозволяє на стадії проектування автомобіля здійснювати визначення кінематичного радіусу колеса. Отримано аналітичний вираз, що зв'язує між собою динамічний та кінематичний радіуси колеса.

В теорії експлуатаційних властивостей автомобілів дослідники використовують чотири величини радіуса колеса: вільний радіус колеса $r_{вільн}$; статичний радіус колеса $r_{ст}$; динамічний радіус колеса $r_{дин}$; кінематичний радіус колеса $r_{кін}$.

Вільний радіус колеса колеса $r_{вільн}$ визначається як відстань від осі до точки контакту з дорогою за відсутності нормального навантаження і дорівнює половині зовнішнього діаметра шини D_0.

Статичний радіус визначається для нерухомого колеса як відстань від його осі до опорної поверхні при заданому нормальному навантаженні, вираз для його визначення має вигляд

$$r_{\text{ст}} = r_{\text{вільн}} - \frac{P_z}{C_z}, \tag{1}$$

де P_z – нормальне навантаження на колесо; C_z – радіальна жорсткість шини.

Динамічний радіус колеса завжди більший за статичний, оскільки враховує збільшення діаметра шини під дією відцентрових сил і також визначається як відстань про осі колеса до опорної поверхні, але при русі колеса.

Для теоретичних розрахунків пропонується прийняти ймовірнісний метод оцінки динамічного радіусу колеса, при використанні якого математичне очікування $\bar{r}_{\text{дин}}$ знаходиться як середньоарифметичне між вільним $r_{\text{вільн}}$ і статичним $r_{\text{ст}}$ радіусами

$$r_{\text{дин}} = 0{,}5(r_{\text{вільн}} + r_{\text{ст}}) = r_{\text{вільн}} - \frac{P_z}{2C_z} = \frac{M_k}{P_k}, \tag{2}$$

де M_k – крутний момент на колесі; P_k – тягова сила, що створюється крутним моментом на колесі.

Слід зазначити, що в роботі [1] стверджується наступне: «Динамічний радіус колеса, що рухається твердою опорною поверхнею, є плечем штовхаючої сили». При цьому штовхаюча сила представляється як P_x і вирази для визначення динамічного радіусу пропонуються у наступному вигляді

$$r_{дин} = \frac{M_k - P_z \cdot a}{P_k}, \quad (3)$$

де a – коефіцієнт тертя кочення (знос нормальної реакції дороги на колесо).

У рівнянні (3) замість P_k слід вказувати реакцію рами автомобіля на колесо P_x.

Визначення $r_{дин}$ за формулою (2) коректніше, оскільки в іншому випадку опір коченню коліс буде внутрішнім, а не зовнішнім зусиллям, що діє на автомобіль.

Кінематичний радіус колеса може бути визначений як відношення лінійної швидкості осі V_0 до кутової швидкості ω_k

$$r_{кін} = v_0/\omega_k. \quad (4)$$

На практиці [2] кінематичний радіус колеса визначається експериментальним шляхом (рис. 1).

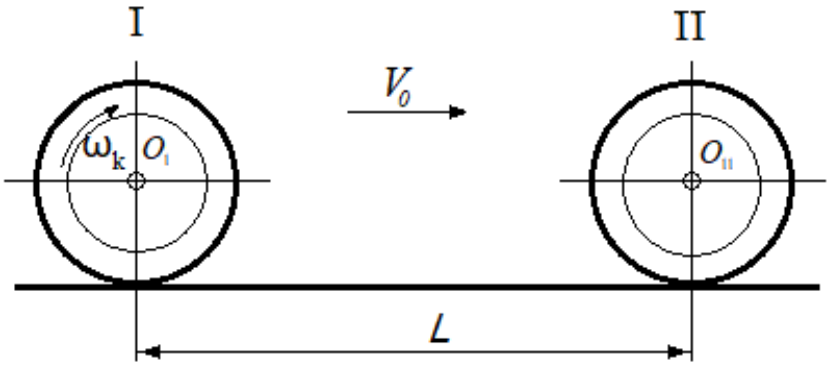

Рисунок 1 – Схема проведення експерименту з визначення кінематичного радіусу колеса $r_{кін}$

При переміщенні колеса з положення I положення II вісь колеса O переміщується на відстань L. Кінематичний радіус колеса в цьому випадку визначається як

$$r_{кін} = \frac{L}{2\pi n_\Sigma}, \quad (5)$$

де n_Σ – число оборотів колеса при проходженні шляху L.

Сучасні методи проведення експериментальних досліджень дозволяють змінювати V_0 і ω_k під час руху автомобіля і визначати $r_{кін}$ за формулою (4). Між тим на етапе проектування автомобіля визначення $r_{кін}$ не проводиться.

Метою дослідження є розробка методу визначення кінематичного радіусу

колеса на етапі проектування автомобіля.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити взаємозв'язок між зовнішнім навантаженням на колесо, пружними властивостями шини та кінематичним радіусом колеса.

Для вирішення поставленої задачі розглянемо динамічну модель ведучого колеса автомобіля, що здійснює рівномірний рух (рис. 2).

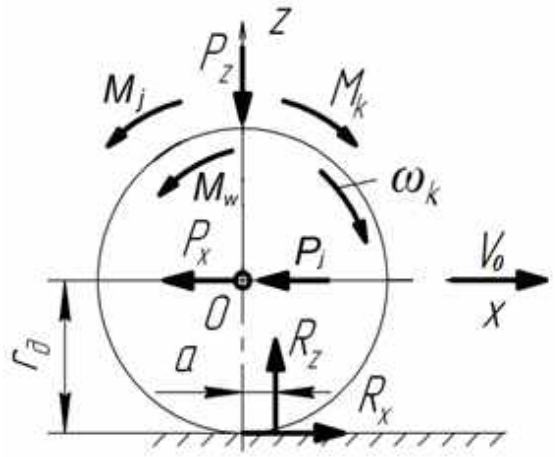

Рисунок 2 – Рівномірний рух ведучого колеса автомобіля

Рівняння силового та потужностного балансів ведучого колеса при рівномірному русі

$$M_k = M_f + P_k \cdot r_{дин}; \tag{6}$$

$$M_k \cdot \omega_k = M_f \cdot \omega_k + P_x V_0, \tag{7}$$

де M_f – момент опору коченню колеса,

$$M_f = R_z \cdot \alpha; \tag{8}$$

R_z – нормальна реакція дороги на колесо, $R_z = -P_z$ (рис. 2).

У роботах Петрушова В.А., Копотилова В.И. [3,4] визначено парадокс що виникає при спробі переходу від рівняння балансу потужності до рівняння силового балансу шляхом поділу лівої і правої частин рівняння (7) на ω_k. В цьому випадку, з урахуванням співвідношення (4), виходить

$$M_k = M_f + P_x \cdot r_{кін}. \tag{9}$$

Порівнюючи рівняння (7) та (9), бачимо, що в останньому замість $r_{дин}$ маємо $r_{кін}$. На думку авторів роботи [Анализ уравнений силового и мощностного баланса ведущего колеса автомобиля] причина зазначеного протиріччя - це неправильне тлумачення фізичного сенсу показника M_f, що входить в рівняння (9) і одержуваного від розподілу потужності N_f опору коченню на кутову швидкість ω_k обертання колеса ($M_f = N_f / \omega_k$).

Автори роботи [4] вважають, що зазначена величина – це умовний момент опору коченню, викликаний як фізичним зносом вектора нормальної реакції внаслідок гістерезису, так і умовним зносом, зумовленим тертям ковзання у плямі контакту. На думку зазначених авторыв [4] він відрізняється від моменту опору, що визначається у плямі контакту, за формулою (8), що входить до рівняння (6), так як останній визначається фізичним зносом нормальної реакції на величину a.

Слід не погодитись з авторами роботи [Анализ уравнений силового и мощностного баланса ведущего колеса автомобиля, 2015р.], оскільки проф. Подригало М.А., Абдулгазіз У.А., Клец Д.М. раніше в роботі Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля, 2010р., [5] довели, що тертя у плямі контакту є однією з причин знесення нормальної реакції дороги. Крім того, основною причиною суперечності було те, що до аналізу динаміки колеса з деформованою шиною підходили з позиції теоретичної механіки. Об'єктом дослідження останньої, як відомо, є тверде тіло, таке що не деформується.

При допущенні того, що кінематична пара колесо – дорога ідеальна і момент опору коченню M_f є зовнішнім навантаженням, миттєвий коефіцієнт корисної дії колеса може бути визначений як

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{P_k \cdot V_0}{M_k \cdot \omega_k}. \tag{10}$$

Враховуючи співвідношення (2) і (4), перетворюємо вираз (10) на вигляд

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мит}} = r_{\text{кін}} / r_{\text{дин}}. \tag{11}$$

Звідки визначаємо кінематичний радіус колеса

$$r_{\text{кін}} = r_{\text{дин}} / \eta_{\text{к}}^{\text{мит}}. \tag{12}$$

Величина $\eta_{\text{к}}^{\text{мгн}} \leq 1$ для еластичної в окружному напрямку шини. Падіння потужності, що передається ведучим колесом від трансмісії до рами автомобіля, викликане деформацією шини.

При обертанні колеса кожен елемент шини, що входить у контакт із дорогою, буде викликати деформацію шини на кут φ. Коректніше з позиції теорії механізмів і машин приймати кінематичну пару колесо - дорога як не ідеальна. В цьому випадку момент опору кочення M_f - це внутрішні зусилля в чотириланковому механізмі ходової частини автомобіля [6]. Коли виникає кутова деформація шини, вона може бути складовою буксування ведучого колеса. При врахуванні кута закручування шини і миттєвого ККД опору кочення колеса визначення буксування буде виглядати наступним чином

$$S = \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{мит}}. \tag{13}$$

Таким чином, буксування S ведучого колеса автомобіля пропорційне куту

статистичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$ шини. Зі збільшенням моменту опору коченню колеса, буксування S зменшується.

Після підстановки до виразу визначення $r_{\text{кін}}$ значень кута статичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$ і миттєвого ККД $\eta_{\text{упр}}^{\text{мит}}$ - втрати потужності на пружну кутову деформацію шини

$$\frac{r_{\text{к}}}{r_{\text{дин}}} = 1 - \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_f^{\text{мит}} = 1 - S = \eta_{\text{упр}}^{\text{мит}}. \quad (14)$$

З виразу (14), з урахуванням співвідношення (2), визначимо кінематичний радіус

$$r_{\text{кін}} = (1 - \varphi_{\text{стат}} \cdot \eta_{\text{f}}^{\text{мит}})(\text{r}_{\text{вільн}} - \frac{P_z}{2C_z}). \quad (15)$$

Було проведено розрахунок кінематичного радіусу $r_{\text{кін}}$ для 14 моделей шин легкових та вантажних автомобілів.

Отримані аналітичні вирази дозволяють на стадії проектування автомобілів проводити оцінку кінематичного радіусу колеса $r_{\text{кін}}$, буксування S і ККД, що враховує втрати на пружні деформації шини.

Проведені розрахунки на прикладі 14 моделей шин автомобілів дозволили визначити, що величини кінематичних радіусів $r_{\text{кін}}$ близькі до величин статичних радіусів $r_{\text{ст}}$, що є найбільш характерним для шин легкових автомобілів.

Список використаних джерел

1. Работа автомобильной шины Под.ред. В.И. Кнороза – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
3. Петрушов В.А. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В, Московскин, А.Н. Явграфов. – М.:Машиностроение, 1984. – 160 с.
4. Копотилов В.И. Анализ уравнений силового и мощностного баланса ведущего колеса автомобиля / В.И. Копотилов, Л.Б. Пархоменко // Нефть и газ Западной Сибири: материалы международной научно-технической конференции. Т.3. Проектирование, сооружение и эксплуатация систем транспорта и хранения нефти и газа. Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса. ТюмГНГУ; отв.ред. П.В. Евтин. – Тюмень: ТюмГНгу, 2015. – с. 206 – 209.
5. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / У.А. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало. – Симферополь: ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
6. N.Artiomov, M,Podrigalo, A.Abdulgaziz Analyzing the dynamics of a single car wheel./ MATEC Web of Conferences 224, 02102 (2018) https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402102 ICMTMTE 2018