

Солтус А.П.¹, Клімов Е.С.², Тарандушка Л. А.¹

¹Черкаський державний технологічний університет

²Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

ОСОБЛИВОСТІ КОЧЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА З НАХИЛОМ ДО ДОРОГИ

Наведено результати дослідження руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги з високим коефіцієнтом зчеплення. Еластичне колесо розглядається як цілісний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини (пневматик) та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини. Аналіз раніше проведених досліджень показав, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно поворот диска колеса та його бічне зміщення відносно контактної відбитка шини. Поворот диска викликає закручування тіла шини, а його бічне зміщення зумовлює кочення колеса з кутом відведення. При цьому кут закручування тіла шини за абсолютною величиною дорівнює куту відведення, а їх значення залежать від кривизни траєкторії руху, поздовжньої осі контактної відбитка шини та наявності зчеплення в ньому. Установлено, що під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, до явищ, що протікають у пневматику під час руху по криволінійній траєкторії, додаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом, які за незмінної траєкторії руху еластичного колеса спричиняють зміну кута закручування тіла шини та бічне зміщення диска відносно відбитка шини. При цьому суттєве значення має напрямок нахилу колеса відносно центра траєкторії його руху, а отримані залежності дозволяють визначити величину кута закручування тіла шини та бічного зміщення під час руху колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії. Уведено поняття «приведений» радіус кривизни траєкторії руху еластичного колеса, що визначає умовний радіус траєкторії руху, з яким би рухалось колесо без нахилу до дороги, але з кутом закручування тіла шини та бічним зміщенням диска з урахуванням впливу нахилу колеса на кут закручування тіла шини та бічне зміщення диска. Наведено залежності для визначення нахилів шворнів керованих коліс, що забезпечують мінімізацію опору коченню та зношування шин керованих коліс автомобіля.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над удосконаленням експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів, зокрема маневреності, керованості та стійкості руху.

Ключові слова: кут нахилу, еластичне колесо, контактний відбиток шини, «приведений» радіус кривизни, бічне зміщення, кути нахилу шворня.

ВСТУП

За наявності еластичного колеса з його пружними, передавальними, перетворювальними, демпфувальними та згладжувальними властивостями можливо реалізувати такі експлуатаційні властивості автомобіля, як тягово-швидкісні, гальмівні, плавність і стійкість руху, керованість, маневреність тощо [1] – [3].

У загальному випадку еластичне колесо є цілісним механізмом, який має жорсткий диск, еластичне тіло шини та контактний відбиток і впливає на безпеку руху, паливну економічність, стійкість, маневреність та керованість, прохідність, плавність руху тощо. Контактний відбиток шини належить одночасно еластичному колесу й опорній поверхні, характеризується геометричними параметрами, тиском на опорну поверхню та величиною зон зчеплення та ковзання. На розподілення зон у контактному відбитку впливають як зчепні властивості опорної поверхні, так і кінематичні та динамічні параметри руху колеса [4].

Ураховуючи важливий вплив колеса на експлуатаційні властивості автомобіля, вітчизняні та зарубіжні вчені намагаються створити його математичну модель [5]. Для цього шини заміняють пружинами, балками, кривими брусками, пружними стрижнями, а для їх з'єднання використовують пружні нитки. У результаті було отримано рівняння пружної лінії меридіального перерізу колеса.

На сьогодні створення математичної моделі еластичного колеса, яка б відображала його робочий процес, є актуальною проблемою, у розв'язанні якої значне місце належить особливостям руху нахиленого до дороги еластичного колеса по криволінійній траєкторії.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії розглядається у роботах багатьох учених, які досліджували взаємодію еластичного колеса з опорною поверхнею.

У роботі [6] автор розглядає зв'язок пружних характеристик нерухомого еластичного колеса з шиммі керованого колеса триколісного шасі літака та виводить рівняння шиммі, що ґрунтується на пружній деформації пневматика нерухомого колеса. Уважаючи, що деформації шини незначні за відсутності ковзання в контактній шини з опорною поверхнею, вони описуються трьома параметрами:

бічною деформацією шини λ , кутовою деформацією шини φ та кутом розвалу χ . Радіус кривизни траєкторії руху колеса автор визначає за центром контактної відбитки шини та рекомендує кривизну траєкторії руху визначати за виразом:

$$\frac{1}{R} = \alpha \cdot \lambda - \beta \cdot \varphi - \gamma \cdot \chi, \quad (1)$$

де R – радіус траєкторії руху центру контактної відбитки колеса; α , β , γ , – коефіцієнти, які М. В. Келдиш рекомендує визначати експериментально.

Щодо визначення коефіцієнтів α , β , γ експериментально за методикою, яку рекомендовано у роботі [6], то їх визначення з достатньою для практичних розрахунків точністю не уявляється можливим, що підтверджується також дослідженнями В. І. Кнороза [7].

Кнороз В. І. у роботі [7] досліджує кінематичні та динамічні параметри під час руху еластичного колеса по колу з нахилом і без нахилу до дороги. У результаті аналізу проведених досліджень на створеній експериментальній установці Кнороз В. І. доходить до висновків, що під час руху по колу кутова деформація шини унаслідок переміщення колеса на півдовжину контакту досягає свого максимуму, а рух колеса по колу і прямолінійний рух колеса з нахилом до опорної поверхні однакові за особливостями деформації шини.

У роботі [4] розглядається рух колеса по криволінійній траєкторії за відсутності кута нахилу колеса до дороги. Була висунута гіпотеза про розподілення енергії під час руху колеса по криволінійній траєкторії порівню між закручуванням тіла шини та бічним зміщенням. При цьому бічне зміщення викликає кочення колеса з кутом відведення, який прийнято у літературі називати «кінематичним».

У результаті проведених досліджень [4] було встановлено, що під час кочення колеса по криволінійній траєкторії кут закручування тіла шини θ_R та кут відведення δ_R , спричинений бічним зміщенням диска відносно контактної відбитки шини, за абсолютною величиною дорівнюють один одному, тобто $\delta_R = \theta_R$. З урахуванням проведених досліджень [4] і визначених значень коефіцієнтів α та β рівняння (1) за відсутності нахилу колеса набуло вигляду:

$$\frac{1}{R} = \frac{2}{a} \cdot \theta_R + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_R, \quad (2)$$

де a – поздовжня вісь контактної відбитки шини, приведеного до рівновеликого прямокутника в м; θ_R – кут закручування тіла шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R , рад; Δ_R – бічне зміщення диска відносно відбитки шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R , м.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є визначення особливостей руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, їх вплив на значення кута закручування тіла шини, бічне зміщення диска та кутів нахилу шворнів керованих коліс.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У роботі прийняті наступні припущення:

- коефіцієнт зчеплення і сили зчеплення в кожній точці контактної відбитки однакові;
- контактний відбиток шини має форму прямокутника, рівновеликого відбитку [8] – [10];
- ковзання у контактному відбитку відсутнє;
- для простоти викладення матеріалу опір коченню не розглядається.

Із аналізу результатів проведених експериментальних досліджень [7] Кнороз В. І. доходить до висновку, що певному куту нахилу колеса до дороги відповідає певний радіус R_γ , під час руху по якому величини моменту закручування диска відносно відбитки шини та бічної сили можна прийняти рівними нулю. А це можливо лише за умови, що під час прямолінійного руху колеса з нахилом до дороги виникають закручувальний момент і бічна сила, які ідентичні їх значенням під час руху цього колеса по криволінійній траєкторії радіуса R_γ . Цей радіус визначають за виразом [7]:

$$R_\gamma = \frac{r_k}{\sin \gamma}, \quad (3)$$

де R_γ – радіус траєкторії руху колеса з кутом нахилу до дороги, за якого бічна сила та закручувальний момент наближаються до нуля, м; r_k – радіус колеса, м; γ – кут нахилу колеса до дороги, град.

Аналіз експериментальних даних [7] для шини 6.00-16 показав, що розрахований за залежністю (3) та експериментальний радіуси різняться у межах 1,02–1,04 раза. Така різниця пояснюється нерівномірним розподіленням питомого тиску у кожній точці контактної відбитки та відповідно сил зчеплення у контактному відбитку шини. До того ж для конкретної шини ця різниця може бути визначена тільки експериментальними дослідженнями. Водночас з цим різниця між розрахованим за виразом (3) та експериментальним значенням радіуса R_γ не перевищує 4 %, а тому з достатньою для практики точністю значення цього радіуса визначатимемо за залежністю (3).

Згідно з [1], [4], кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R пов'язане з кінематичним кутом відведення, зумовленим бічним зміщенням диска колеса відносно контактної відбитка шини, які визначають за виразами:

$$\delta_R = \frac{a}{4R}, \quad (4)$$

$$\Delta_R = \frac{a}{2} \delta_R, \quad (5)$$

де δ_R – кінематичний кут відведення, зумовлений особливостями кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії, рад; Δ_R – бічне зміщення диска еластичного колеса при коченні еластичного колеса по криволінійній траєкторії, м.

Якщо у виразах (4), (5) підставити значення радіуса R_γ , визначеного за виразом (3), то отримаємо значення кута кінематичного відведення та бічного зміщення диска при прямолінійному коченні еластичного колеса з кутом нахилу до дороги γ :

$$\delta_\gamma = \frac{a}{4r_k} \sin\gamma, \quad (6)$$

$$\Delta_\gamma = \frac{a^2}{8r_k} \sin\gamma, \quad (7)$$

де δ_γ – кінематичний кут відведення під час прямолінійного руху колеса з кутом нахилу γ , рад; Δ_γ – зміщення диска під час прямолінійного руху колеса з кутом нахилу γ , м.

З урахуванням залежностей (2), (6), (7) та рівності кута кінематичного відведення куту закручування тіла шини ($\delta_\gamma = \theta_\gamma$), згідно з [4], кривизну траєкторії руху еластичного колеса з нахилом до дороги запишемо так:

$$\frac{1}{R_\gamma} = \frac{2}{a} \cdot \theta_\gamma + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_\gamma. \quad (8)$$

У загальному випадку рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії, залежно від його нахилу до дороги, можливий за таких умов: нахил колеса до дороги відсутній, колесо нахилене в бік центра траєкторії його руху, колесо нахилене від центра траєкторії його руху. Розрахункові схеми для визначення особливостей руху еластичного колеса з нахилом до дороги наведено на рис. 1 а, б.

Із аналізу рис. 1 а, б видно, що еластичне колесо з кутом нахилу до дороги γ рухається по колу радіусом R відносно центра, точки O . Кут нахилу колеса до дороги беремо зі знаком «плюс», якщо колесо нахилене в бік центра траєкторії руху (рис. 1 а), а у протилежному випадку – зі знаком «мінус» (рис. 1 б). Згідно із залежністю (3), точка O_γ є центром, відносно якого під час руху колеса з нахилом до дороги бічна сила та закручувальний момент наближаються до нуля.

Якщо еластичне колесо, що рухається по криволінійній траєкторії, додатково нахилене до дороги, то до явищ, що протікають у пневматику (тілі шини) під час руху по криволінійній траєкторії, додатково додаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом до дороги.

Результуючий кут відведення визначатиметься, з урахуванням напрямку нахилу колеса як сума кутів відведення, спричинених коченням еластичного колеса без нахилу по криволінійній траєкторії радіуса R та коченням колеса з нахилом по криволінійній траєкторії радіуса R_γ . З урахуванням залежностей (4) – (7) результуючі кут відведення та бічне зміщення диска, під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, визначимо так:

$$\Sigma \delta = \frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin\gamma, \quad (9)$$

$$\Sigma \Delta = \frac{a^2}{8R} \pm \frac{a^2}{8r_k} \sin\gamma, \quad (10)$$

де $\Sigma \delta$ – результуючий кут відведення під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, рад; $\Sigma \Delta$ – результуюче бічне зміщення диска колеса під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, м.

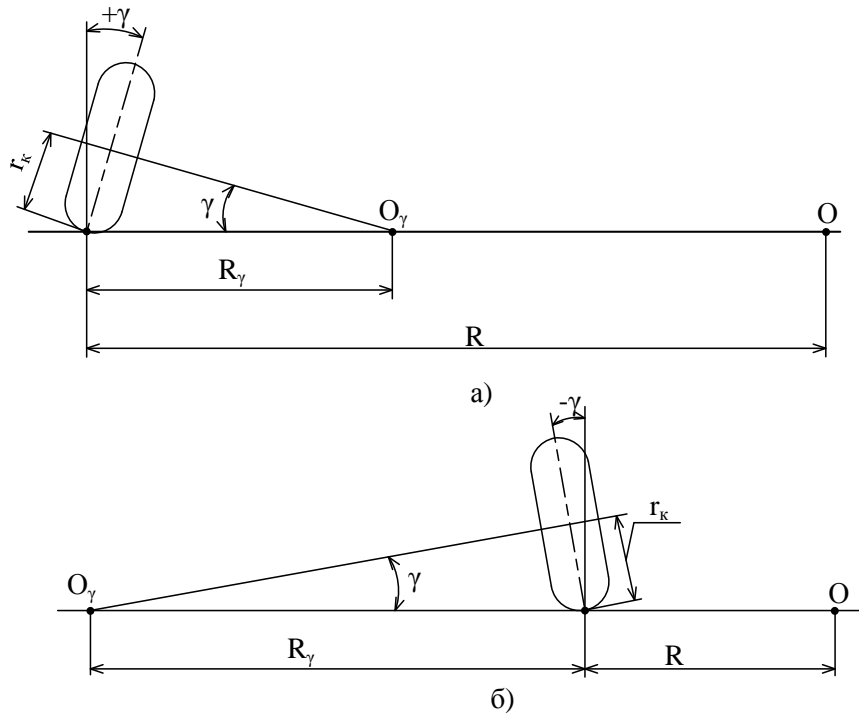


Рисунок 1 – Схема для визначення кутів відведення під час руху по криволінійній траєкторії
 а) нахил колеса до центра повороту; б) нахил колеса від центра повороту.

Зауважимо, що у формулах (9), (10) та у нижче наведених залежностях знак «плюс» необхідно брати для випадку, коли колесо нахилено від центра траєкторії руху (рис. 1 б), а знак «мінус» – у випадку, коли колесо нахилено в бік центра траєкторії руху (рис. 1 а). Кут нахилу колеса до дороги γ у цьому випадку брати зі знаком «плюс».

Щодо кута закручування тіла шини під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги, то, згідно з дослідженнями [4], результуючий кут закручування тіла шини за абсолютною величиною дорівнюватиме результуючому куту відведення, який визначатимемо за виразом (9), тобто:

$$\Sigma \theta = \frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma, \quad (11)$$

де $\Sigma \theta$ – результуючий кут закручування тіла шини під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, рад.

Водночас траєкторія руху еластичного колеса формується остовом колісної машини і не залежить від величини кута нахилу колеса до дороги. Однак, нахил колеса під час руху по криволінійній траєкторії вплине на бічне зміщення диска відносно відбитка шини, кут кінематичного відведення та, відповідно, кут закручування пневматика (тіла шини) за незмінного радіуса кривизни траєкторії руху колеса.

Для визначення впливу нахилу колеса на явища в пневматику під час руху по криволінійній траєкторії уведемо поняття «приведений» радіус траєкторії руху, під яким будемо розуміти умовний радіус, з яким би рухалося колесо без нахилу по криволінійній траєкторії, але з кутом закручування пневматика та бічним зміщенням диска, визначеними за виразами (10), (11).

Ураховуючи залежності (2), (9), (10) і вищенаведене, «приведену» кривизну визначимо так:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{2}{a} \cdot \Sigma \theta + \frac{4}{a^2} \cdot \Sigma \Delta, \quad (12)$$

де R_{np} – «приведений» радіус кривизни траєкторії руху нахилоного колеса, м.

Якщо до виразу (12) підставити вище наведені значення $\Sigma \Delta$ та $\Sigma \theta$, то після елементарних перетворень отримаємо:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{2}{a} \cdot \theta_R + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_R \pm \left(\frac{2}{a} \cdot \theta_\gamma + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_\gamma \right), \quad (13)$$

$$\text{або } \frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R} \pm \frac{1}{R_\gamma}. \quad (14)$$

Із аналізу залежності (14) визначимо значення «приведеного» радіуса кривизни:

$$R_{np} = \frac{R \cdot (\pm R_\gamma)}{R + (\pm R_\gamma)}, \quad (15)$$

Проаналізуємо вираз (15). При $\gamma \rightarrow 0$, згідно з залежністю (3), $R_\gamma \rightarrow \infty$. У цьому випадку маємо:

$$R_{\text{пр}} = \lim_{R_\gamma \rightarrow \infty} \frac{R \cdot (\pm R_\gamma)}{R + (\pm R_\gamma)} = R.$$

Отже, за відсутності кута нахилу колеса до дороги «приведений» радіус кривизни прямує до радіуса кривизни руху колеса, що підтверджує достовірність отриманої залежності (15).

Отже, під час кочення колеса по криволінійній траєкторії, яка формується остовом колісної машини і не залежить від кута нахилу колеса до дороги, кут закручування тіла шини та бічне зміщення диска колеса відносно відбитка шини будуть додатково зумовлені впливом нахилу колеса до дороги, а наведені залежності (10), (11) дозволять визначити цей вплив.

Під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, за умови відсутності зон ковзання у контактному відбитку шини, величину закручувального моменту та бічну силу з урахуванням [1], [4] визначимо так:

$$\sum M = C_\theta \sum \theta = C_\theta \left(\frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma \right), \quad (16)$$

$$\sum P = K_y \sum \delta = K_y \left(\frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma \right), \quad (17)$$

де $\sum M$ – закручувальний момент під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, Н·м; $\sum P$ – бічна сила під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, Н; C_θ – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр відбитка шини, Н·м/рад; K_y – коефіцієнт бокового відведення, Н/рад.

Розглянемо особливості руху керованих коліс автомобіля під час його руху по криволінійній траєкторії, урахувавши, що під час такого руху вони мають нахил до дороги. Зауважимо, кут нахилу керованого колеса до дороги в теорії автомобіля прийнято називати кутом розвалу. При цьому кут розвалу колеса (кут між середньою площиною колеса і вертикаллю) прийнято брати зі знаком «плюс», якщо середня площина колеса нахилена назовні відносно автомобіля, у протилежному випадку кут розвалу колеса прийнято брати зі знаком «мінус».

Вісь, відносно якої кероване колесо повертається, прийнято називати віссю шворня. Вона характеризується поперечним і поздовжнім кутами нахилу. За наявності нахилів осі шворня кероване колесо під час руху по криволінійній траєкторії рухається з перемінним поточним кутом розвалу. Його значення, згідно з [1], [11], [12], визначають за виразом:

$$\gamma(\theta) = \gamma_0 + \alpha_{\text{ш}}(1 - \cos(\theta)) \pm \beta_{\text{ш}} \sin(\theta), \quad (18)$$

де $\gamma(\theta)$ – поточний кут розвалу колеса, під час його повороту відносно положення прямолінійного руху автомобіля на кут θ , рад; γ_0 – кут розвалу керованого колеса під час прямолінійного руху автомобіля, рад; $\alpha_{\text{ш}}$ – кут поперечного нахилу шворня, рад; $\beta_{\text{ш}}$ – кут поздовжнього нахилу шворня, рад. Майже на всіх автомобілях шворні нахилено назад по ходу руху автомобіля, що зумовлює зміщення точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею вперед відносно поперечної осі контактної відбитка. За такого нахилу кут $\beta_{\text{ш}}$ у формулі (18) беруть зі знаком «плюс». θ – кут повороту керованого колеса відносно положення, що відповідає прямолінійному руху автомобіля, град.

У формулі (18) знак «плюс» брати під час повороту лівого колеса ліворуч від нейтрального положення, а правого – праворуч. У протилежному випадку брати знак «мінус».

Значення кута розвалу колеса γ_0 задається конструктором на стадії проектування у межах від 0° до $+1^\circ$ та призначене компенсувати пружний прогин балки керованого моста, вибір люфтів у підшипниках цапф керованих коліс і шворнів. У кінцевому результаті цей кут під час руху автомобіля наближається до нуля, а для керованого колеса під час руху по прямій створюються умови, що забезпечують мінімальний опір руху.

З урахуванням вищенаведеного, на рис. 2 подано розрахункову схему для визначення нахилів шворня, які забезпечують кочення керованих коліс по криволінійній траєкторії, коли моменти від закручування тіл шин керованих коліс і бічні сили прямуватимуть до нульових значень. У цьому випадку опір руху буде мінімальний, а довговічність шин відповідно збільшиться.

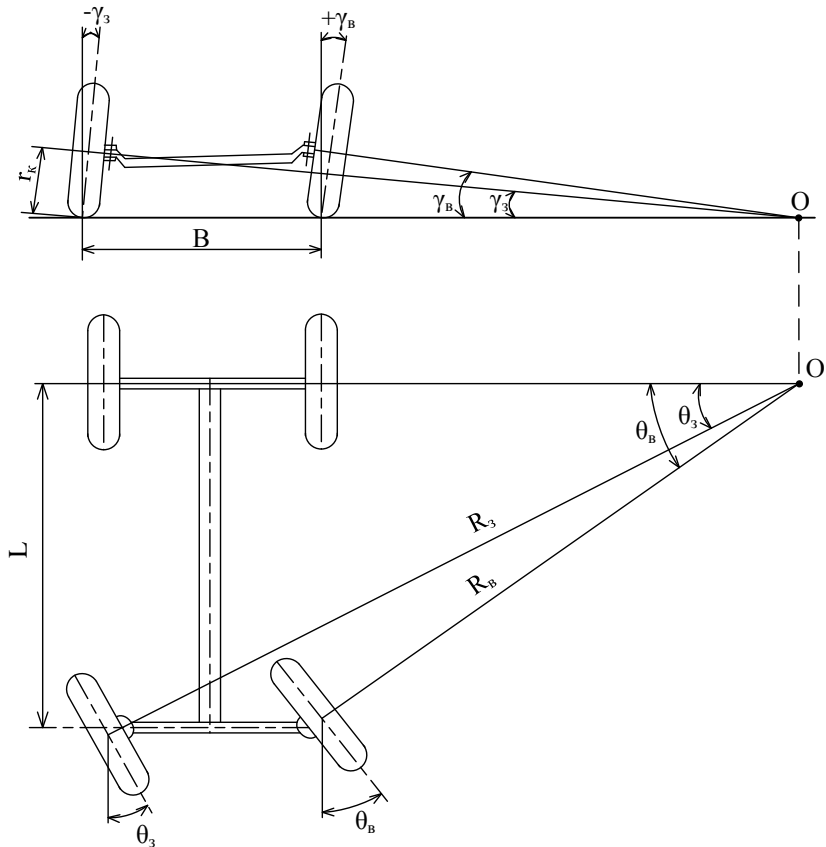


Рисунок 2 – Схема для визначення нахилів осі шворня для забезпечення довговічності шин

Із аналізу рис. 2 видно, що для забезпечення довговічності шин керованих коліс під час руху по криволінійній траєкторії, перпендикуляри, опущені від центрів коліс відносно середніх площин керованих коліс, повинні перетинатися у центрі повороту автомобіля, точки O. З урахуванням цього кут розвалу внутрішнього до центру повороту автомобіля колеса повинен бути зі знаком «плюс», а зовнішнього колеса – зі знаком «мінус».

Згідно з рис. 2 поточний кут розвалу внутрішнього колеса визначиться так:

$$\gamma_B = \frac{r_k}{L} \sin \theta_B, \tag{19}$$

де γ_B – поточний кут розвалу внутрішнього колеса, під час його повороту на кут θ_B , рад; r_k – радіус колеса, м; L – база автомобіля, м.

Відповідно поточний кут розвалу зовнішнього колеса визначиться так:

$$\gamma_3 = - \frac{r_k}{L} \sin \theta_3, \tag{20}$$

де γ_3 – поточний кут розвалу зовнішнього колеса, під час його повороту на кут θ_3 , рад.

Підставивши значення поточних кутів розвалу (19), (20) до залежності (18), отримаємо систему двох рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{r_k}{L} \sin \theta_B &= \gamma_0 + \alpha_{ш}(1 - \cos \theta_B) + \beta_{ш} \sin \theta_B, \\ - \frac{r_k}{L} \sin \theta_3 &= \gamma_0 + \alpha_{ш}(1 - \cos \theta_3) - \beta_{ш} \sin \theta_3. \end{aligned} \tag{22}$$

Якщо з урахуванням наведеного вище узяти $\gamma_0 = 0$ і розв’язати цю систему рівнянь відносно поперечного $\alpha_{ш}$ та поздовжнього $\beta_{ш}$ нахилів шворня, то отримаємо:

$$\begin{aligned} \alpha_{ш} &= 0, \\ \beta_{ш} &= \frac{r_k}{L}. \end{aligned} \tag{23}$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Залежності (23) дозволяють визначити такі нахили шворнів керованих коліс, за яких моменти закручування дисків відносно відбитків шин і бічні сили під час кочення керованих коліс по

криволінійній траєкторії наближаються до нульових значень. У цьому випадку створюються умови для мінімізації опору коченню та зношування шин керованих коліс автомобіля.

ВИСНОВКИ

1. Установлено, що під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії на явища, що протікають у пневматику (тілі шини) під час руху по криволінійній траєкторії, додатково накладаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом, які за незмінної траєкторії руху еластичного колеса зумовлюють зміну кута закручування пневматика та бічне зміщення диска відносно відбитка шини. При цьому суттєве значення має напрямок нахилу колеса відносно центра траєкторії його руху, а отримані залежності дозволяють визначити величину кута закручування тіла шини та бічного зміщення під час руху колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії.

2. Траєкторію руху еластичного колеса формує остов колісної машини, а кут нахилу колеса до дороги на його траєкторію руху не впливає, однак кут нахилу колеса до дороги впливає на значення кута закручування пневматика і бічного зміщення диска відносно відбитка шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії.

3. Для визначення впливу нахилу колеса до дороги під час його руху по криволінійній траєкторії введено поняття «приведений» радіус кривизни траєкторії еластичного колеса, під яким розуміється умовний радіус траєкторії руху колеса, з яким би рухалося коло без нахилу по криволінійній траєкторії, але з кутом закручування та бічним зміщення, визначеними за виразами (10), (11), які враховують явища, що супроводжують кочення колеса по криволінійній траєкторії та з нахилом до дороги.

4. Поздовжній та поперечний нахили шворня повинні забезпечити такі кути розвалу керованих коліс під час руху по криволінійній траєкторії, за яких моменти закручування дисків відносно відбитків шин і бічні сили наближаються до нульових значень. Установлено, що за таких умов кут поперечного нахилу повинен наближатися до нульового значення, а поздовжній є функцією радіуса колеса та бази автомобіля.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : Арістей, 2006. 176 с.
2. Jazar R.N. Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics. New York, NY : Springer, 2014. 1015 p.
3. Pacejka H. Tire and vehicle dynamics. Elsevier, 2005. 632 p.
4. Солтус А. П., Тарандушка Л. А., Клімов Е. С., Черненко С. М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. № 2 (14). С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
5. Uil R. T. Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2007. 91 p.
6. Келдыш М. В. Шимми переднього колеса трехколесного шасси. *Труды ЦАГИ. Изд. Бюро новой техники НКАП*. 1945. № 564. С. 1–34.
7. Кнороз В. И. Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге. *Автомобильная и тракторная промышленность*. 1956. № 9. С. 24–32.
8. Клімов Е. С. Щодо визначення моменту опору повороту шини керованого колеса на місці. *Наукові нотатки*. 2014. № 46. С. 246–251.
9. Nagasaka K., Nagai J., Yamamoto M. Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering. *JSAE Trans*. 2011. Vol. 42. Pp. 685–690.
10. Schmitt P. D. Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers. *SAE paper 2003-01-3430*, 2003.
11. Солтус А. П., Черненко С. М. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шкворня. *Автомобильный транспорт: Зб. наук. праць ХНАДУ*. 2003. Вип. 12. С. 23–26.
12. Клімов Е. С. Щодо питання визначення вагового стабілізуючого моменту. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського*. 2009. Вип. 1 (154). Ч. 1. С. 61–65.

REFERENCES

1. Soltus, A.P. (2006). Teorija eksploatacijskih vlastivostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyiv : Aristej [in Ukrainian].

2. Jazar, R.N. (2014). Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics. New York, NY : Springer.
3. Pacejka, H. (2005). Tire and vehicle dynamics. Elsevier.
4. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvoliniynij ta prjamoliniynsij trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 2 (14), 121-130 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
5. Uil, R. T. (2007). Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. Eindhoven : Eindhoven University of Technology.
6. Keldysh, M.V. (1945). Shimmi perednego kola trehkolesnogo shassi [Shimmy of the front wheel of a tricycle chassis]. *Trudy CAGI*, 564, 1-34 [in Russian].
7. Knoroz, V.I. (1956). Kachenie avtomobil'nogo kola s naklonom k doroge [Rolling of a car wheel with an inclination to the road]. *Avtomobil'naja i traktornaja promyshlennost'*, 9, 24-32 [in Russian].
8. Klimov, E.S. (2014). Shchodo vyznachennia momentu oporu povorotu shyny kerovanoho kola na mistsi [Regarding the determination of the tire static steering torque]. *Naukovi notatky*, 46, 246-251 [in Ukrainian].
9. Nagasaka, K., Nagai, J. (2011). Yamamoto M. Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering. *JSAE Trans.* <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.42.685>.
10. Schmitt, P.D. (2003). Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers. *SAE paper* 2003-01-3430. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3430>.
11. Soltus, A. P., Chernenko, S. M., (2003). Opredelenye vesovoho stablyzyruushcheho momenta ot kombynyrovannoho naklona shkvornia [Determination of the gravity aligning torque from the pivot combined inclination]. *Avtomobilnyi transport: Zb. nauk. prats KhNADU*, 12, 23–26 [in Russian].
12. Klimov, E.S. (2009). Shchodo pytannia vyznachennia vahovoho stabilizuiuchoho momentu [Regarding the determination of the gravity aligning torque]. *Visnyk Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho*, 154 (1). 61 – 65 [in Ukrainian].

Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A. Features of rolling of the elastic wheel with inclination to the road

The results of the study of the inclined elastic wheel motion along a curvilinear trajectory on a road with a high adhesion coefficient are presented. The elastic wheel is considered as an integral mechanism, which includes a hard rim, an elastic tire body (pneumatic) and a large tire contact patch. The analysis of previously conducted research has shown that during the elastic wheel movement along a curved trajectory, the wheel rim rotates simultaneously and its lateral shift relative to the tire contact. The disc turning causes the tire body torsion, and lateral shift causes the wheel to roll with the slip angle. The tire body torsion angle in absolute value is equal to the slip angle, and their values depend on the trajectory curvature, the longitudinal axis of tire contact patch and the adhesion presence in it. It is established that during the movement of the elastic wheel with an inclination to the road along a curved trajectory, the phenomena occurring in the pneumatics during the movement along a curvilinear trajectory are additionally superimposed by the phenomena caused by rolling of the wheel with an inclination which at a constant trajectory of the elastic wheel cause a change in the tire torsion angle and the lateral rim shift relatively to the tire contact patch. The direction of the wheel inclination relative to the trajectory center is essential, and the obtained dependences allow to determine the value of the tire torsion angle and lateral shift when the wheel moves with an inclination to the road along a curved trajectory. The concept of "equivalent" radius of the elastic wheel trajectory curvature is introduced, which determines the conventional radius of the trajectory with which the wheel would move without inclination to the road, but with the tire torsion angle and the rim lateral shift considering the influence of the wheel inclination on the tire torsion angle and the rim lateral shift. The dependences for determining the inclinations of the steered wheels pivots, which minimize the vehicle steered wheels tires rolling resistance and wear.

The results of the research may be useful to experts working to improve the wheeled vehicles serviceability, including maneuverability, handling and stability.

Key words: inclination angle, elastic wheel, tire contact patch, "reduced" radius of curvature, lateral shift, pivot inclination angles.

СОЛТУС Анатолій Петрович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: angelns@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

КЛИМОВ Едуард Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського e-mail: edward.klimov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

ТАРАНДУШКА Людмила Анатоліївна, доктор технічних наук, доцент, завідувачка кафедри автомобілів та технології їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: tarandushkal@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

Anatolii SOLTUS, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: auto.soltus@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

Eduard KLIMOV, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Automobiles and Tractors Department, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, e-mail: edward.klimov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

Ludmyla TARANDUSHKA, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: tarandushkal@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

DOI 10.36910/automash.v1i18.774