

А. П. Солтус¹
Л. А. Тарандушка¹
Е. С. Клімов²
С. М. Черненко²

ОСОБЛИВОСТІ РУХУ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА ПО КРИВОЛІНІЙНІЙ ТА ПРЯМОЛІНІЙНІЙ ТРАЄКТОРІЯХ З ВІДВЕДЕННЯМ

¹Черкаський державний технологічний університет

²Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

Наведено результати дослідження руху еластичного колеса як цілісного механізму по криволінійній та прямолінійній траєкторіях з відведенням на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Аналіз раніше проведених досліджень довів, що найповнішу теорію кочення колеса без ковзання на пружному пневматику сформулював В. М. Келдиш, який запропонував рівняння для розрахунку кривизни траєкторії руху. Через складність визначення коефіцієнтів цього рівняння на сьогодні його використання є обмеженим. У цій роботі запропоновано залежності для визначення складових рівняння кривизни траєкторії руху еластичного колеса.

Згідно з теорією шиммі під час кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії виникає одночасно поворот диска та його бічне зміщення відносно контактної відбитка шини. Поворот диска спричиняє закручування тіла шини, а бічне зміщення зумовлює кочення колеса з кутом відведення. Встановлено, що кут закручування тіла шини за абсолютною величиною дорівнює куту відведення, а їхні значення залежать від кривизни траєкторії руху, поздовжньої осі контактної відбитка шини та наявності зчеплення у ньому.

Визначено умову, за якої розподілення енергії в тілі шини на відносний поворот диска та його бічне зміщення під час руху по криволінійній траєкторії відбувається рівномірно. Отримано експериментальне підтвердження гіпотези про рівномірне розподілення підведеної до еластичного колеса енергії під час руху по криволінійній траєкторії на відносний поворот диска та його бічне зміщення.

Під час руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії з відведенням виникає тільки бічне зміщення диска, яке супроводжується виникненням бічної сили, прикладеної у центрі контактної відбитка, та стабілізуючого моменту шини відносно вертикальної осі, що проходить через геометричний центр контактної відбитка. Визначено також витрати енергії на бічне зміщення диска під час кочення колеса з відведенням по прямолінійній траєкторії.

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

Ключові слова: еластичне колесо, шина, контактний відбиток, поворот, кутова деформація, диск, бічне зміщення, відведення, бічна сила.

Вступ

Реалізація експлуатаційних властивостей автомобіля як колісного транспортного засобу є можливою за наявності таких властивостей еластичного колеса як передавальні, перетворювальні, пружні, демпфувальні, згладжувальні тощо. Загалом еластичне колесо за наявності зазначених властивостей є цілісним механізмом і забезпечує безпосередній контакт автомобіля з опорною поверхнею, впливає на безпеку руху, паливну економічність, стійкість, маневреність і керованість, прохідність, плавність руху тощо.

З огляду на важливий вплив колеса на експлуатаційні властивості автомобіля, вітчизняні та зарубіжні вчені намагаються створити його математичну модель. Для цього шину заміняють пружинами, балками, кривими брусками, пружними стрижнями, а для їхнього з'єднання використовують пружні нитки. Як результат 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 еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторіях з відведенням, і це необхідно враховувати як на етапі проектування автомобіля, так і безпосередньо під час поліпшення керованості, маневреності та стійкості руху.

Рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії розглядається у роботах як зарубіжних, так і вітчизняних учених [1–8], серед яких варто, на наш погляд, виділити роботи М. В. Келдиша [1] та В. І. Кнороза [2].

У роботі [1] автор розглядає зв'язок пружних характеристик нерухомого еластичного колеса з шиммі керованого колеса триколісного шасі літака та виводить рівняння шиммі, основане на пружній деформації пневматика нерухомого колеса. Вважаючи, 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 відбитка шини та рекомендує кривизну траєкторії руху визначати за виразом

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

де R – радіус траєкторії руху центра контактної відбитка 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 [1], то їх визначення з достатньою для практичних розрахунків точністю не є можливим, що підтверджується також дослідженнями В. І. Кнороза [2].

Якщо у виразі (1) взяти кут розвалу колеса $\chi = 0$, то з (1) випливає, що під час кочення колеса по криволінійній траєкторії буде відбуватись одночасно бічне зміщення диска та його закручування відносно елементів контактної відбитка шини.

В. І. Кнороз у роботі [2] досліджує кінематичні та динамічні параметри під час руху еластичного колеса по колу з нахилом і без нахилу до дороги та прямолінійний рух колеса з нахилом до дороги. Унаслідок проведених досліджень В. І. Кнороз дійшов висновку, що визначити експериментально коефіцієнти α, β, γ та бічне зміщення λ у рівнянні (1) за методикою, рекомендованою у роботі [1], неможливо, а тому рівняння (1) не може бути використане для визначення сил і моментів, які необхідно прикласти до автомобільного колеса для того, щоб зумовити його рухатись по криволінійній траєкторії. Також у роботі [2] відмічається, що елементи протектора шини під дією бічних сил деформуються майже по всьому колу колеса.

Заслуговує на увагу висновок В. І. Кнороза, що під час руху по колу «кутова деформація шини під час переміщення колеса на півдовжину контакту досягає свого максимуму», що було підтверджено подальшими дослідженнями [3–8].

Мета дослідження. Визначитись із особливостями руху еластичного колеса по криволінійній і прямолінійній траєкторіях з відведенням та з коефіцієнтами α, β у рівнянні (1) для розрахунку кривизни траєкторії руху еластичного колеса.

Результати дослідження

Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторіях з відведенням розглянемо з урахуванням таких припущень:

- коефіцієнт зчеплення та сили зчеплення в кожній точці контактної відбитка шини однакові;
- контактний відбиток шини має форму прямокутника, рівновеликого контактному відбитку;
- ковзання у контактному відбитку шини відсутнє;
- кути відведення не перевищують 0,05 рад, а тому залежність між бічною силою та кутом відведення прийнята лінійною;
- сили опору коченню для спрощення викладення матеріалу не розглядаються;
- нахил колеса до дороги (кут розвалу χ) відсутній;

Еластичне колесо автомобіля є цілісним механізмом, цілісність якого загалом зумовлена зовнішніми та внутрішніми зв'язками, із яких внутрішні зв'язки є визначальними. Зовнішні зв'язки конструктивно об'єднують цей механізм у цілісний, який містить жорсткий диск, еластичне тіло шини та контактний відбиток шини. Внутрішні зв'язки механізму визначають вимоги, які повинен задовольняти цей механізм.

Контактний відбиток шини є ділянкою, особливість якої визначається належністю її одночасно як шині, так і опорній поверхні. Його будемо характеризувати площею, формою, розмірами, зчіпними властивостями між елементами шини й опорною поверхнею, зонами зчеплення та ковзання, питомим тиском. Водночас співвідношення зон зчеплення та ковзання у контактному відбитку під час руху колеса залежатиме як від пружних властивостей тіла шини, так і зчіпних властивостей опорної поверхні, які характеризуються коефіцієнтом зчеплення між елементами шини й опорною поверхнею.

Щодо площі, форми та розмірів контактної відбитки, то вони залежатимуть, насамперед, від конструкції шини, навантаження на колесо, тиску повітря в шині.

Основним елементом еластичного колеса як цілісного механізму є еластичне тіло шини, що знаходиться між жорстким диском і контактним відбитком шини. Через нього проходять динамічні та кінематичні чинники від диска колеса та замикаються у контактному відбитку, зумовлюючи реакції в опорній поверхні. Ці чинники, проходячи від жорсткого диска через еластичне тіло шини, формують перетворювальні, передавальні, згладжувальні, демпфувальні властивості еластичного колеса, які характеризуються коефіцієнтом опору коченню, нормальною та бічною жорсткістю, коефіцієнтом тангенціальної еластичності, коефіцієнтом демпфування, коефіцієнтом опору відведенню, жорсткістю відносно вертикальної осі. До того ж характеристики еластичного колеса зумовлюють такі експлуатаційні властивості автомобіля як тягово-швидкісні, паливну економічність, гальмівні, керованість, стійкість, плавність руху тощо.

Із наведеного випливає, що еластичне колесо необхідно розглядати як цілісний механізм, який за рахунок вхідних динамічних і кінематичних чинників, що підводяться до жорсткого диска колеса від автомобіля, проходять через тіло шини та замикаються у контакт з опорною поверхнею, що забезпечує рух колісного засобу.

Під час руху еластичного колеса, завантаженого нормальною силою, у веденому режимі по рівній опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення по криволінійній траєкторії, жорсткий диск колеса буде переміщуватись відносно точок контактної відбитки, які знаходяться у стані зчеплення з опорною поверхнею. Оскільки ці точки контактної відбитки знаходяться у стані зчеплення, а значить мають нульову швидкість, то під час руху жорсткого диска, траєкторію якого буде формувати остов автомобіля, відбудеться поворот жорсткого диска та його бічне зміщення відносно цих точок контактної відбитки [1–8].

Водночас, під час руху еластичного колеса як цілісного механізму по криволінійній траєкторії контактний відбиток шини буде також переміщуватись по опорній поверхні. Аналіз проведених досліджень [2–8] показав, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії контактний відбиток шини бере участь у переносному та відносному русі. Переносний рух – це рух контактної відбитки відносно центра траєкторії руху автомобіля, а відносний рух являє собою поворот відбитка відносно центра, який у подальшому називатимемо центром відносного повороту контактної відбитки шини.

У роботі [4] зазначено, що під час руху колеса по криволінійній траєкторії положення центра відносного повороту контактної відбитки шини не збігається з його геометричним центром, а зміщується відносно поздовжньої осі контактної відбитки у напрямку до центру траєкторії руху колеса. Якщо припустити, що сили зчеплення в кожній точці контактної відбитки шини однакові та ковзання відсутнє, то центр відносного повороту відбитка буде наближатися до краю відбитка.

Для підтвердження зміни положення центра відносного повороту відбитка під час руху по криволінійній траєкторії залежно від радіуса її кривизни було проведено експериментальні дослідження на стенді [9], який дозволяв змінювати довжину цапфи від 0,225 м до 0,82 м. Дослідження проводились з широкопрофільною шиною розміром 1300×530–533 мод. ВИ-3. Насиченість рисунка протектора дорівнювала 33 %, навантаження колесо не змінювалось та складало 27280 Н. Положення центра відносного повороту контактної відбитки визначалось за його зміщенням відносно поздовжньої осі R_{Δ} . У табл. 1 наведено відстань від краю відбитка, яка визначалась за виразом $(b/2 - R_{\Delta})$, де b – поперечна вісь контактної відбитки шини.

Таблиця 1

Визначення положення центра відносного повороту контактної відбитка [4]

Тиск повітря $p_{ш}$, МПа	Осі контактної відбитки		Довжина цапфи l_c , м	Зміщення центра відносного повороту R_{Δ} , м	Відстань від краю відбитка $(b/2 - R_{\Delta})$, м
	поздовжня a , м	поперечна b , м			
0,4	0,250	0,370	0,225	0,08	0,105
			0,365	0,105	0,08
			0,820	0,179	0,006
0,2	0,314	0,430	0,225	0,151	0,064
			0,365	0,158	0,057
			0,820	0,21	0,05
0,05	0,464	0,434	0,225	0,102	0,115
			0,365	0,147	0,07
			0,820	0,198	0,019

Із аналізу табл. 1 видно, що зі збільшенням довжини цапфи l_y , а значить і радіуса кривизни траєкторії руху колеса R , центр відносного повороту контактної відбитка зміщується до його краю.

З огляду на викладене вище, для подальших досліджень приймемо, що сили зчеплення у кожній точці контактної відбитка однакові, а центр відносного повороту диска знаходиться на стороні відбитка у напрямку до центра траєкторії руху колеса.

Щодо траєкторії руху еластичного колеса, то під час прямолінійного руху вона визначатиметься траєкторією руху геометричного центра контактної відбитка, а під час криволінійного руху – траєкторією руху центра відносного повороту контактної відбитка.

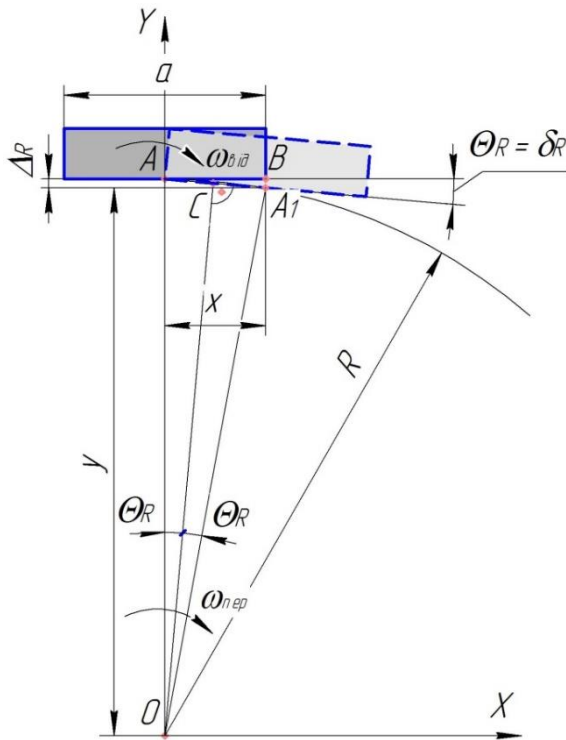


Рис. 1. Розрахункова схема руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіусом R

переносного руху контактної відбитка шини, відносно якого по колу радіусом R рухається центр відносного повороту відбитка, точка A , з кутовою швидкістю $\omega_{пер}$. До того ж відбиток шини повертається відносно центра відносного повороту точки A з кутовою швидкістю $\omega_{від}$. Після проходження центром колеса шляху $a/2$ центр відносного повороту займе положення A_1 , а контактний відбиток шини – положення, яке на рис. 1 відображено штриховою лінією. Кут θ_R між цими двома положеннями буде кутом повороту диска під час руху колеса по криволінійній траєкторії радіусом R та кутом закручування тіла шини між жорстким диском і контактним відбитком.

Оскільки $\theta_R = \angle AOC$ як кути зі взаємноперпендикулярними сторонами, то його величину можна визначити за виразом

$$\theta_R = \frac{a}{4R}, \quad (2)$$

де θ_R – кут повороту диска відносно контактної відбитка шини (кут закручування тіла шини) за час проходження центром колеса шляху $S = a/2$, рад; a – поздовжня вісь відбитка шини, м; R – радіус траєкторії руху центра відносного повороту контактної відбитка шини, точки A , м.

Поворот диска відносно відбитка шини на кут θ_R спричинить виникнення моменту його опору повороту відносно вертикальної осі, що проходить через центр відносного повороту відбитка, точку A , який визначимо так:

$$M_\theta = C_\theta \cdot \theta_R, \quad (3)$$

де M_θ – момент опору повороту диска, Н·м; C_θ – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр відносного повороту контактної відбитка, Н·м/рад.

Після проходження центром колеса шляху $S = a/2$, точка А зміститься у бічному напрямку відносно початкового положення контактної відбитка шини на величину $\Delta_R = A_1B$. На таку ж саму величину відбудеться зміщення диска еластичного колеса. Величину цього зміщення визначимо за формулою

$$\Delta_R = \frac{a}{2} \cdot \theta_R. \quad (4)$$

Бічне зміщення диска на величину Δ_R зумовить кочення колеса з кутом відведення δ_R , який згідно з рис. 1 дорівнює куту θ_R та спричиняє виникнення бічної сили, яку з урахуванням прийнятих припущень запишемо так [3]:

$$P_\delta = K_y \cdot \delta_R, \quad (5)$$

де P_δ – бічна сила, яка виникає під час бічного зміщення диска за час проходження центром колеса по колу шляху $S = a/2$, Н; δ_R – кут відведення, який спричинений особливостями кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіусом R , рад. Цей кут відведення прийнято називати «кінематичним»; K_y – коефіцієнт бічного відведення, Н/рад.

Отже, кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії викличе внаслідок закручування тіла шини між жорстким диском і відбитком виникнення моменту відносно вертикальної осі, що проходить через центр відносного повороту контактної відбитка, та бічне зміщення диска, що зумовить виникнення бічної сили. Із аналізу рис. 1 випливає, що бічне зміщення диска колеса Δ_R щодо контактної відбитка шини може бути тільки під час кочення колеса з кутом відведення δ_R , який дорівнює куту закручування тіла шини θ_R .

Для забезпечення руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіусом R необхідно до диска колеса підвести енергію, щоб забезпечити його поворот на кут θ_R та його бічне зміщення на величину Δ_R відносно контактної відбитка шини. Оскільки поворот диска колеса щодо його контактної відбитка відбувається за час проходження центром колеса по колу шляху $S = a/2$, то витрату енергії для забезпечення відносного повороту диска з урахуванням залежності (3) запишемо так:

$$A_\theta = M_\theta \cdot \theta_R = C_\theta \cdot \theta_R^2, \quad (6)$$

де A_θ – енергія, витрачена на поворот диска, Н·м.

Витрату енергії на зміщення диска за той самий час з урахуванням залежностей (4) та (5) визначимо за формулою

$$A_\Delta = P_\delta \cdot \Delta_R = K_y \cdot \frac{a}{2} \cdot \delta_R^2, \quad (7)$$

де A_Δ – енергія, витрачена на бічне зміщення диска, Н·м.

Нами висунуто гіпотезу, що підведена до еластичного колеса енергія під час його руху по криволінійній траєкторії розподіляється в тілі шини порівну на відносний поворот диска та його бічне зміщення. Звідси визначимо умову, за якої рівномірний розподіл енергії стане можливим. Для цього прирівняємо залежності (6) та (7) при $\theta_R = \delta_R$. Після перетворень одержимо вираз

$$K_y = \frac{2 \cdot C_\theta}{a}. \quad (8)$$

Отже, якщо коефіцієнт бічного відведення K_y буде визначатися функцією, представленою залежністю (8), то енергія в тілі шини для забезпечення руху колеса по криволінійній траєкторії буде розподілятися порівну на забезпечення повороту диска та його бічне зміщення.

Для підтвердження достовірності виразу (8) скористаємося експериментальними даними, наведеними в роботі [6]. У табл. 2 наведено розраховані за виразом (8) та отримані експериментально значення коефіцієнта бічного відведення для шини 9.00-20P мод. И-Н142П з постійним навантаженням 21500 Н та тиском повітря в шині 0,47; 0,6 та 0,7 МПа.

З аналізу табл. 2 видно, що похибка між експериментальними та розрахунковими даними не перевершує 5,64 % і знаходиться у межах точності вимірювань. Отже, наведені результати підтверджують достовірність гіпотези про рівномірний розподіл підведеної до еластичного колеса енергії під час руху по криволінійній траєкторії на відносний поворот диска та його бічне зміщення.

Для визначення радіуса траєкторії руху еластичного колеса R за точкою А візьмемо систему координат OXY з центром у точці O (див. рис. 1). У цій системі координат після проходження центром

колеса шляху $S = a/2$ точка A займе положення A_1 з координатами X та Y , які запишемо такими рівняннями:

$$X = R \cdot \sin 2\theta_R; \quad (9)$$

$$Y = R \cdot \cos 2\theta_R. \quad (10)$$

Таблиця 2

Дослідження коефіцієнта бічного відведення [6]

Навантаження на колесо G_k , Н	Тиск повітря $p_{ш}$, МПа	Кутова жорсткість C_θ , Нм/град	Поздовжня вісь контактного відбитка a , м	Коефіцієнт K_y , Н/град		Похибка, %
				Розрахований за (8)	Експериментальний	
21500	0,47	255	0,235	2170,21	2300	5,64
	0,6	220	0,224	1964,28	2000	1,7
	0,7	196	0,21	1866,6	1800	3,7

З аналізу ΔAA_1B координати X та Y точки A_1 визначимо так:

$$X = \frac{a}{2} \cdot \cos \theta_R, \quad (11)$$

$$Y = R - \frac{a}{2} \cdot \sin \theta_R. \quad (12)$$

Прирівнявши вирази (9) та (11), отримаємо

$$\frac{a}{2} \cdot \cos \theta_R = R \cdot \sin 2\theta_R. \quad (13)$$

Ураховуючи, що при малих кутах $\sin \theta_R \approx \theta_R$, з рівняння (13) визначимо кривизну траєкторії руху колеса за відомим значенням кута повороту θ_R

$$\frac{1}{R} = \frac{4}{a} \cdot \theta_R. \quad (14)$$

Оскільки бічне зміщення $\Delta_R = \frac{a}{2} \cdot \theta_R$ (див. рис. 1), кривизна траєкторії руху центра відносного повороту контактної відбитка за відомим значенням зміщення Δ_R набуде вигляду

$$\frac{1}{R} = \frac{8}{a^2} \cdot \Delta_R. \quad (15)$$

Після додавання правих і лівих частин рівнянь (14) та (15) та елементарних перетворень кривизна траєкторії запишеться так:

$$\frac{1}{R} = \frac{2}{a} \cdot \theta_R + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_R. \quad (16)$$

Наведені міркування дозволяють визначити коефіцієнти α та β у рівнянні (1) під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії та відсутності його нахилу до дороги:

$$\alpha = \frac{2}{a}, \quad (17)$$

$$\beta = \frac{4}{a^2}. \quad (18)$$

На відміну від криволінійного руху прямолінійний рух еластичного колеса з кутом відведення δ є плоскопаралельним переміщенням диска колеса з одночасним поворотом його відносно осі обертання. З огляду на те, що точки контактної відбитки шини знаходяться у стані зчеплення з опорною поверхнею, переміщення диску з одночасним його обертанням відносно осі обертання колеса

спричинить його бічне зміщення відносно контактної відбитки шини. Розрахункову схему для визначення бічного зміщення під час прямолінійного руху еластичного колеса з кутом відведення наведено на рис. 2.

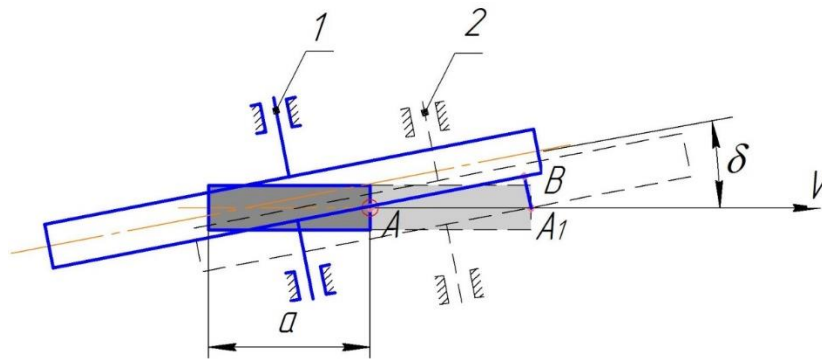


Рис. 2. Прямолінійний рух колеса з відведенням

Із аналізу рис. 2 видно, що після проходження центром колеса у напрямку швидкості V відстані a , що дорівнює поздовжній осі контактної відбитки шини, відбудеться поновлення контактної відбитки шини, а колесо займе положення 2, яке зображено штриховою лінією. Точка A контактної відбитки шини відповідає початковому положенню колеса і знаходиться в момент входу еластичного колеса у контакт шини з опорною поверхнею. Після проходження колесом відстані a точка A буде на виході з контактної відбитки, а точка A_1 буде початковою точкою. Відрізок AA_1 , що дорівнює поздовжній осі контактної відбитки, буде тим шляхом, що пройде центр колеса за час з моменту входу точки A в контакт з опорною поверхнею і до моменту виходу цієї точки з контакту з опорною поверхнею.

Це спричинить бічне зміщення диска відносно цієї точки, яка належить шині та опорній поверхні, на відстань A_1B , яку визначимо із аналізу $\triangle ABA_1$ за виразом

$$\Delta = AA_1 \cdot \sin \delta = a \cdot \delta, \quad (19)$$

де a – поздовжня вісь відбитки шини, м; δ – кут відведення, рад.

Далі визначимо витрати енергії під час прямолінійного руху колеса з кутом відведення δ , що викликає бічне зміщення його диска на величину Δ під час проходження шляху AA_1 за формулою

$$A = P_\delta \cdot \Delta = 2 \cdot C_\theta \cdot \delta^2, \quad (20)$$

де A – енергія, витрачена на бічне зміщення диска під час кочення колеса з відведенням, Н·м; P_δ – бічна сила, що виникає під час кочення колеса з відведенням, Н.

Із наведеного випливає, що під час прямолінійного руху колеса з відведенням диск колеса зміщується у бічному напрямі відносно контактної відбитки за час проходження колесом шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитки. Це бічне зміщення спричиняє виникнення бічної сили, точка прикладання якої у загальному випадку не збігається з геометричним центром контактної відбитки шини. Таке зміщення відносно геометричного центра контактної відбитки зумовлює появу стабілізуючого моменту шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр контактної відбитки шини. На дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення при кутах відведення до 0,05 рад стабілізуючий момент шини, згідно з [3], визначають за формулою

$$M_{st} = \frac{1}{3} \cdot (K_{st} \cdot C_\theta \cdot \theta_A) \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right], \quad (21)$$

де M_{st} – стабілізуючий момент шини під час прямолінійного руху еластичного колеса з кутом відведення, Н·м; K_{st} – коефіцієнт пропорційності стабілізуючого моменту шини, що змінюється у межах від 1,05 до 1,32 та враховує зміщення рівнодійної поздовжніх реакцій опорної поверхні та нерівномірне розподілення питомого тиску та коефіцієнтів зчеплення у кожній точці контактної відбитки шини під час кочення з відведенням; θ_A – максимальний кут повороту еластичного колеса на місці, при якому зберігається умовно лінійна залежність між моментом опору шини на місці та кутом повороту диска. На сухому асфальтобетоні цей кут досягає 0,08 рад.

Підсумовуючи викладене, зауважимо, що явища, які відбуваються у тілі шини під час кочення колеса по криволінійній траєкторії та під час прямолінійного руху з відведенням без урахування

прийнятих припущень, потребують уточнення, зокрема необхідно враховувати наявність ковзання у контактні колеса з опорною поверхнею, кут розвалу та реальну форму контактного відбитка.

Висновки

1. Еластичне колесо необхідно розглядати як цілісний механізм, що містить жорсткий диск, еластичне тіло шини та контактний відбиток шини, під час кочення якого по криволінійній траєкторії виникає одночасно поворот диска та його бічне зміщення відносно контактної відбитка шини. Поворот диска відносно відбитка шини спричиняє закручування тіла шини між жорстким диском і контактним відбитком, а бічне зміщення зумовлює кочення колеса з кутом відведення. Водночас установлено, що 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 у ньому.

2. Отримано залежності (17), (18) для визначення коефіцієнтів α та β у рівнянні М. В. Келдиша (1), які залежать від поздовжньої осі контактної відбитка шини та наявності зчеплення у ньому.

3. Під час руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії з відведенням виникає тільки бічне зміщення диска щодо контактної відбитка, яке супроводжується виникненням бічної сили, прикладеної у центрі контактної відбитка, та стабілізуючого моменту шини відносно вертикальної осі, що проходить через геометричний центр контактної відбитка. До того ж бічне зміщення диска відносно контактної відбитка шини відбувається за час проходження еластичним колесом шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] М. В. Келдиш, «Шимми переднього колеса трехколесного шасси», *Труды ЦАГИ. Изд. Бюро новой техники НКАП*, № 564, с. 1-34, 1945.
- [2] В. И. Кнороз, «Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге», *Автомобильная и тракторная промышленность*, № 9, с. 24-32, 1956.
- [3] А. П. Солтус, *Теория эксплуатационных свойств автомобиля*. Київ, Україна: Арістей, 2006, 176 с.
- [4] А. П. Солтус та Е. С. Клімов, «Дослідження особливостей кінематики відбитка шини керованого колеса при повороті на місці з розблокованим приводом», *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*, № 1/2011(66), част. 1, с. 75-79, 2011.
- [5] А. П. Солтус та Е. С. Клімов, «Дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи», *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*, № 4/2012(75), част. 1, с. 88-93. 2012.
- [6] А. П. Солтус, «Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей», дис. докт. техн. наук, Нац. транспортний ун-т, Київ, 1994.
- [7] А. П. Солтус та Е. С. Клімов, «Дослідження траєкторії руху контактної відбитка шини керованого колеса при повороті на місці», *Вісник СевНТУ. Сер. Машинобудування та транспорт: зб. наук. пр.*, вип. 135, с. 49-52, 2012.
- [8] А. П. Солтус, С. М. Черненко, Е. С. Клімов, А. А. Черниш та О. Г. Маслов. «Особливості роботи еластичного колеса як складного механізму», *Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки"*, вип. 2 (82), с. 152-159, 2018.
- [9] А. П. Солтус та Е. С. Клімов, «Стенд для визначення зміщення центра відносного повороту відбитка пневматичної шини керованого колеса», *Патент України на корисну модель № 70671*, МПК G01L 5/13, 25.06.2012.

Солтус Анатолій Петрович – д-р. техн. наук, професор кафедри автомобілів та технології їх експлуатації, e-mail: auto.soltus@ukr.net.

Тарандушка Людмила Анатоліївна – д-р. техн. наук, завідувачка кафедри автомобілів та технології їх експлуатації, e-mail: tarandushka@ukr.net.

Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси

Клімов Едуард Сергійович – канд. техн. наук, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, e-mail: edward.klimov@gmail.com.

Черненко Сергій Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілів і тракторів, e-mail: sercher174@gmail.com.

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, м. Кременчук

A. Soltus¹
L. Tarandushka¹
E. Klimov²
S. Chernenko²

Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip

¹Cherkasy State Technological University

²Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

The results of the study of the motion of an elastic wheel as an integral mechanism along a curvilinear and a rectilinear trajectory with a slip on the ground plane having a high adhesion coefficient are presented. The previous researches analysis has shown that the most complete theory of wheel skidless rolling without slipping on elastic pneumatics was formulated by Keldysh V. M. who proposed the equation for calculating the curvature of the motion trajectory. Due to the difficulty of this equation coefficients determining, its use is currently limited. In this paper, the dependences for determining the components of the equation of the elastic wheel motion trajectory curvature have been proposed.

According to the shimmy theory, during an elastic wheel rolling along a curvilinear trajectory, the rim turn and its lateral displacement relative to the tire-ground contact patch occur simultaneously. The rim turn causes tire body torsion, and the lateral displacement causes the elastic wheel moving with a slip angle. It is established that the absolute value of the tire body torsion angle is equal to the slip angle, and their values depend on the trajectory curvature, on the tire-ground contact patch longitudinal axis, and on the existence of traction there.

The condition, under which the tire body energy distribution on the rim relative rotation and on its lateral displacement during the movement along a curved trajectory is uniform, has been determined. The experimental confirmation of the hypothesis of uniform distribution of the energy supplied to the elastic wheel during its movement along a curvilinear trajectory on the rim relative turning and its lateral displacement has been obtained.

When the elastic wheel moves along a rectilinear trajectory with a slip, only the rim lateral displacement occurs, this displacement is accompanied by a cornering force applied in the center of the tire-ground contact patch and by the tire alining torque relative to the vertical axis passing through the contact patch geometric center. The energy consumption for the rim lateral displacement during the wheel rolling along a rectilinear trajectory with a slip has been also determined.

The results of the research can be useful to professionals improving the wheeled vehicles performance characteristics, including maneuverability, handling, and road stability.

Key words: elastic wheel, tire, contact mark, turn, angular deformation, rim, lateral displacement, slip, lateral force

Soltus Anatolii – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of Cars and Technologies of their Operation Department, e-mail: auto.soltus@ukr.net.

Tarandushka Ludmyla – Dr. Sc. (Eng.), Head of Cars and Technologies of their Operation Department, e-mail: tarandushkal@ukr.net.

Klimov Eduard – Ph. D. (Eng.), Head of Automobiles and Tractors Department; e-mail: edward.klimov@gmail.com.

Chernenko Sergii – Ph. D. (Eng.), Assoc. Professor of Automobiles and Tractors Department, e-mail: sercher174@gmail.com.

А. П. Солтус¹
Л. А. Тарандушка¹
Э. С. Климов²
С. М. Черненко²

Особенности движения эластичного колеса по криволинейной и прямолинейной траектории с уводом

¹Черкасский государственный технологический университет

²Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

Представлены результаты исследований движения эластичного колеса как целостного механизма по криволинейной и прямолинейной траектории с уводом на опорной поверхности с высоким коэффициентом сцепления. Анализ ранее проведенных исследований показал, что наиболее полную теорию качения колеса без скольжения на упругом пневматике сформулировал В. М. Келдыш, который предложил уравнение для расчета кривизны траектории движения. Из-за сложности определения коэффициентов этого уравнения в настоящее время его использование ограничено. В данной работе предлагаются зависимости для определения составляющих уравнения кривизны траектории движения эластичного колеса.

Согласно теории шимми во время качения эластичного колеса по криволинейной траектории возникает одновременно поворот диска и его боковое смещение относительно контактного отпечатка шины. Поворот диска вызывает закручивание тела шины, а боковое смещение приводит к качению колеса с углом увода. Установлено, что угол закручивания тела шины по абсолютной величине равен углу увода, а их значения зависят от кривизны траектории движения, продольной оси контактного отпечатка шины и наличия сцепления в нем.

Определены условия, при которых распределение энергии в теле шины на относительный поворот диска и его боковое смещение при движении по криволинейной траектории происходит равномерно. Получено экспериментальное подтверждение гипотезы о равномерном распределении подведенной к эластичному колесу энергии при движении по криволинейной траектории на относительный поворот диска и его боковое смещение.

Во время движения эластичного колеса по прямолинейной траектории с уводом возникает только боковое смещение диска, которое сопровождается возникновением боковой силы, приложенной в центре контактного отпечатка, и стабилизирующего момента шины относительно вертикальной оси, проходящей через геометрический центр контактного отпечатка. Определены затраты энергии на боковое смещение диска во время качения колеса с уводом по прямолинейной траектории.

Результаты исследований могут пригодиться специалистам, работающим над усовершенствованием эксплуатационных свойств колесных транспортных средств, в частности маневренности, управляемости и устойчивости движения.

Ключевые слова: эластичное колесо, шина, контактный отпечаток, поворот, угловая деформация, диск, боковое смещение, увод, боковая сила.

Солтус Анатолий Петрович – д-р. техн. наук, профессор кафедры автомобилей и технологий их эксплуатации, e-mail: auto.soltus@ukr.net.

Тарандушка Людмила Анатольевна – д-р. техн. наук, заведующая кафедрой автомобилей и технологий их эксплуатации, e-mail: tarandushka@ukr.net.

Климов Эдуард Сергеевич – канд. техн. наук, заведующий кафедрой автомобилей и тракторов, e-mail: edward.klimov@gmail.com.

Черненко Сергей Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры автомобилей и тракторов, e-mail: sercher174@gmail.com.