

ОСОБЛИВОСТІ РУХУ КОЛІС ВІЗКА АВТОМОБІЛЯ ПО КРИВОЛІНІЙНІЙ ТРАЄКТОРІЇ

¹Черкаський державний технологічний університет

²Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

Наведено результати дослідження руху по криволінійній траєкторії еластичного колеса візка багатоосевого автомобіля на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Еластичне колесо розглядається як цілісний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини 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 відбитки 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 їхні значення залежать від кривизни траєкторії руху, поздовжньої осі контактної відбитки шини та наявності зчеплення в ньому.

Установлено, що за наявності зміщення колеса візка відносно центра переносного руху автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії відбувається додаткове бічне зміщення диску колеса відносно контактної відбитки шини протягом часу, коли колесо пройде шлях, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитки шини. Отримано залежності для визначення кутів відведення коліс візка автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії. Установлено, що величина додаткового кута відведення, викликаного бічним зміщенням диска, залежить від бази візка, радіуса кривизни траєкторії руху колеса, поздовжньої осі контактної відбитки та наявності зон зчеплення у контактному відбитку шини.

Загальний кут відведення колеса, яке зміщено відносно центра переносного руху автомобіля, визначається сумою кінематичного кута відведення та кута, викликаного бічним зміщенням диска коліс відносно відбитки шини. За наявності зон ковзання в контактній шини з опорною поверхнею збільшення кута відведення буде пропорційним частині поздовжньої осі відбитки шини, що знаходиться у стані зчеплення з опорною поверхнею.

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

Ключові слова: база візка, бічне зміщення, контактний відбиток шини, кут відведення, зони зчеплення, кривизна траєкторії.

Вступ

Проблему підвищення вантажопідйомності автомобілів, яка виникає внаслідок обмеження навантаження на одну вісь, розв'язують завдяки збільшенню кількості осей автомобілів. Найбільш поширеними є трьохосові та чотириосові автомобілі [1]. Відмітною особливістю конструкції цих автомобілів є наявність візка, який негативно впливає насамперед на керованість, маневреність, паливну економічність, безпеку руху, довговічність шин відносно двоосових автомобілів, у яких візок відсутній [2]. У конструкції автомобілів найчастіше використовують двоосові візки, а у конструкції причепів і напівпричепів – трьохосові. Бази двоосових візків знаходяться у межах 1300–1400 мм, а в трьохосових вони сягають розмірів 2600–2700 мм, що суттєво перевищує розміри поздовжньої осі контактних відбитків шин.

Ураховуючи значимість впливу візка на зазначені вище експлуатаційні характеристики автомобілів, які формуються завдяки контакту шин з опорною поверхнею, виникає необхідність визначити особливості кочення еластичних коліс візка по криволінійній траєкторії. До того ж необхідно враховувати, що кожне еластичне колесо візка є цілісним механізмом, у якому колеса візка зміщені у поздовжньому напрямку відносно центра переносного руху автомобіля.

На сьогодні створення математичної моделі еластичного колеса візка, яка б відображала його робочий процес під час руху по криволінійній траєкторії, є актуальною проблемою, результати розв'язання якої необхідно враховувати як на етапі проектування автомобіля, так і безпосередньо для поліпшення керованості, маневреності та стійкості його руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Особливості руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії та явища, що його супроводжують, розглядаються в роботах [3–6]. Аналіз цих робіт показує, що еластичне колесо автомобіля розглядається як цілісний механізм, який конструктивно об'єднує жорсткий диск, еластичне тіло шини та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини, який належить як еластичному колесу, так і нерухомій опорній поверхні. Щодо безпосередньо стану контактної відбитка шини можливі три варіанти: у контактному відбитку є тільки зони зчеплення, наявні зони зчеплення та ковзання, є тільки зони ковзання [5, 7].

Аналіз робіт [3–6] довів, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії жорсткий диск колеса відносно контактної відбитка шини бере участь одночасно у двох рухах: повертається відносно контактної відбитка, викликаючи закручування тіла шини, що знаходиться між жорстким диском та контактним відбитком, і зміщується у бічному напрямку.

Зміщення жорсткого диска у бічному напрямку викликає, як видно з аналізу роботи [6], кочення колеса з кутом відведення, який прийнято називати кінематичним. Причому закручування тіла шини та бічне зміщення диска відбувається за час проходження колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка шини.

Згідно з [6] кінематичний кут відведення та кут закручування тіла шини під час кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії дорівнюють один одному та визначаються за виразом

$$\theta_R = \delta_R = \frac{a}{4R}, \quad (1)$$

де θ_R – кут закручування тіла шини при коченні еластичного колеса по криволінійній траєкторії, рад; δ_R – кінематичний кут відведення під час кочення колеса по криволінійній траєкторії, рад; a – поздовжня вісь рівновеликого контактної відбитку шини прямокутника, м; R – радіус кривизни траєкторії руху еластичного колеса, м.

Зазначимо, що залежність (1) справедлива за умови, що у контактному відбитку шини є тільки зони зчеплення, а зон ковзання немає.

Щодо плоско-паралельного кочення колеса з відведенням, то, як показує аналіз роботи [6], бічне зміщення диска колеса відносно контактної відбитка шини відбувається тільки під час проходження диском шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка. Внаслідок цього виникає бічна сила та стабілізуючий момент шини відносно вертикальної осі, яка проходить через центр контактної відбитка шини.

Бічну силу під час плоско-паралельного кочення колеса з відведенням та стабілізуючий момент шини за умови відсутності зон ковзання у контактному відбитку шини згідно з [6], визначимо так:

$$P_6 = \frac{2C_\theta}{a} \delta; \quad (2)$$

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

де P_6 – бічна сила під час кочення еластичного колеса з відведенням, Н; M_{st} – стабілізуючий момент шини під час кочення еластичного колеса з відведенням, Н·м; K_{st} – коефіцієнт пропорційності стабілізуючого моменту шини, значення якого змінюється в межах від 1,05 до 1,32. Він ураховує зміщення рівнодійної поздовжніх реакцій опорної поверхні і нерівномірний розподіл питомого тиску та коефіцієнтів зчеплення у кожній точці контактної відбитка шини під час кочення з відведенням; θ_A – максимальний кут повороту еластичного колеса на місці, за якого зберігається умовно лінійна залежність між моментом опору шини на місці та кутом повороту диска. На сухому асфальтобетоні значення цього кута може досягати 0,08 рад; C_θ – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр контактної відбитка шини, Н·м/рад; δ – кут відведення, рад.

Метою дослідження є визначення особливостей руху еластичних коліс візка багатоосьових автомобілів по криволінійній траєкторії та отримання аналітичних залежностей для визначення додаткового кута відведення, зумовленого наявністю візка.

Результати дослідження

У роботі прийняті такі припущення:

- у контактному відбитку шини є тільки зони зчеплення, а зон ковзання немає;
- коефіцієнт зчеплення та сили зчеплення в кожній точці контактної відбитки шини однакові;
- сили опору коченню не розглядаються;
- контактний відбиток шини має форму прямокутника, рівновеликого відбитка шини [5], [8];
- траєкторію руху візка задає остов автомобіля;
- нахил колеса до дороги відсутній.

Кочення еластичного колеса візка, яке зміщено відносно центра переносного руху автомобіля, по криволінійній траєкторії поєднує кочення одиночного еластичного колеса по криволінійній траєкторії та додаткове зміщення диска колеса у бічному напрямку відносно контактної відбитки шини. До того ж, відносне бічне зміщення диска викликає кут відведення, аналогічний куту відведення під час плоско-паралельного переміщення еластичного колеса, що рухається з кутом відведення. У такому випадку кут відведення від бічного зміщення формуватиметься протягом часу, коли колесо пройде шлях, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитки шини [6]. За цей час унаслідок руху колеса відносно бічного зміщення диска відбувається з моменту входження точки шини в контакт з опорною поверхнею і до моменту її виходу з нього. Розрахункову схему для визначення особливостей руху еластичних коліс трьохосового візка по криволінійній траєкторії наведено на рис. 1.

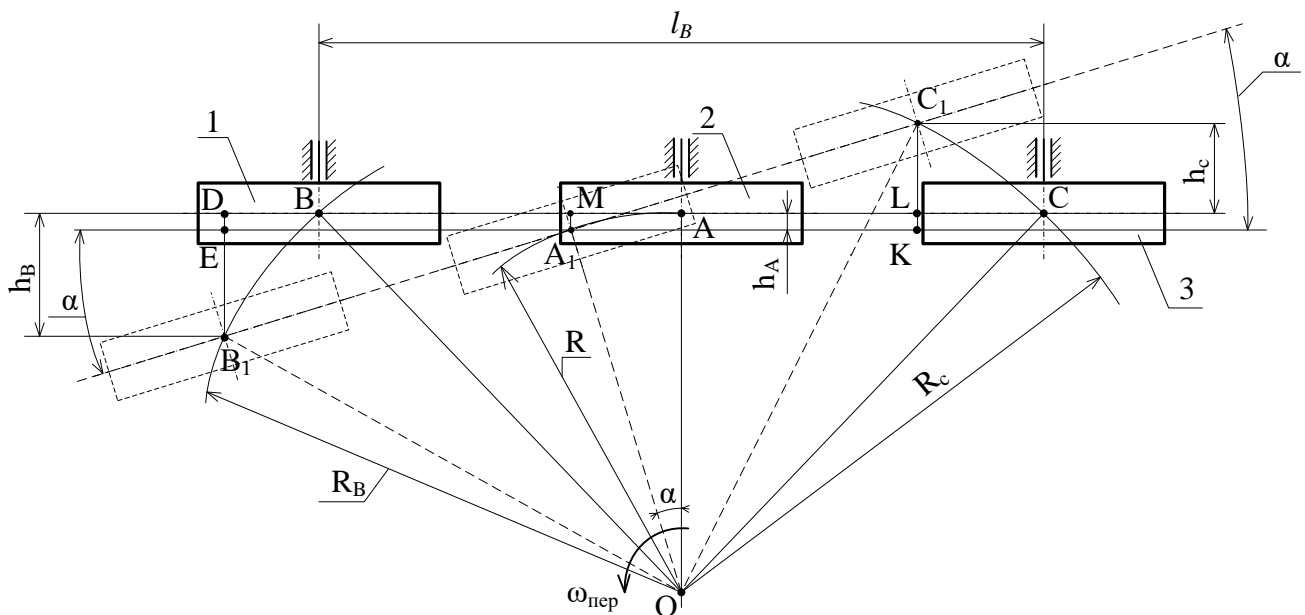


Рис. 1. Розрахункова схема руху еластичних коліс трьохосового візка по криволінійній траєкторії

Із аналізу рис. 1 видно, що колеса внутрішнього борта трьохосового візка автомобіля рухаються по криволінійній траєкторії відносно центра переносного руху візка, точки O . Рух візка задаватиметься остовом автомобіля, а точка O знаходиться на продовженні середньої осі візка.

Цифрами 1, 2, 3 позначені диски коліс відповідно першої, другої та третьої осі внутрішнього борта трьохосового візка. Точка B є центром диска колеса першої осі, точка A відповідно другої осі, точка C – третьої. Траєкторія руху коліс цього візка формуватиметься, згідно з рис. 1, жорстким трикутником OBC . Відстань між крайніми осями візка є його базою l_B , а поздовжня вісь відбитка шини кожного колеса дорівнює a .

Центри дисків коліс першої осі, точка B , та третьої осі, точка C , рухатимуться по траєкторії радіусів R_B і R_C , які рівні між собою. Центр борта трьохосового візка, яким є точка A , рухатиметься по траєкторії радіуса R , який на рис. 1 дорівнює відрізку OA .

Повернемо візок відносно центра, точки O , на довільний кут α . Точка A пройде по дузі радіусом R і займе положення A_1 . Центри дисків коліс першої осі, точка B , та третьої осі, точка C , рухатимуться по траєкторії радіусами R_B і R_C та займуть положення відповідно B_1 і C_1 . Трикутник BOC , рух якого формує остов автомобіля, після переміщення точки A в положення A_1 , займе положення B_1OC_1 , яке позначено штриховою лінією. У бічному напрямку центр диска першої осі, точка B , переміститься на відстань $h_B = B_1D$, центр диска другої осі на відстань $h_A = A_1M$, а третьої – на $h_C = LC_1$. У поздовжньому

напрямку ці центри перемістяться відповідно на відстані BD , AM , CL . Додатково кожна з осей повернеться відносно свого початкового положення на кут α , що викличе кінематичні кути відведення та поворот жорсткого диска відносно контактної відбитка шини, аналогічні другій осі.

Отже, колеса першої та третьої осей додатково відносно колеса другої осі рухатимуться з кутами відведення, які спричинені бічними зміщеннями дисків за час, коли центри коліс пройдуть шлях, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка шини.

З аналізу роботи [6] видно, що під час руху колеса по криволінійній траєкторії радіуса R , унаслідок бічного зміщення, протягом проходження шляху $a/2$, формується кочення колеса другої осі з кутом відведення δ_R , який визначимо за виразом (1). Одночасно відбудеться і поворот диска відносно відбитка шини внаслідок проходження шляху $a/2$ на кут θ_R , який згідно з [6] дорівнює куту δ_R . Бічне зміщення диска першої осі B_1D визначимо з аналізу $\triangle A_1B_1E$ та $\triangle AA_1O$ за виразом:

$$B_1D = \frac{l_B}{2} \sin(\alpha) + R(1 - \cos(\alpha)). \quad (4)$$

У поздовжньому напрямку диск колеса першої осі переміститься на відстань BD , яку визначимо так:

$$BD = \frac{l_B}{2} (\cos(\alpha) - 1) + R \sin(\alpha). \quad (5)$$

Якщо у виразі (5) узяти $BD = a$, де a – поздовжня вісь відбитка шини, і розв'язати рівняння відносно кута α , отримаємо значення кута повороту візка, за якого шлях, що пройде диск колеса першої осі у поздовжньому напрямку, дорівнюватиме поздовжній осі контактної відбитка. Розв'язавши рівняння (5) при $BD = a$ відносно кута α , отримаємо:

$$\alpha_B = 2 \arctg \left[\left(\frac{R}{l_B + a} \right) - \sqrt{\left(\frac{R}{l_B + a} \right)^2 - \frac{a}{l_B + a}} \right], \quad (6)$$

де α_B – кут повороту візка, за якого колесо першої осі пройде у поздовжньому напрямку шлях, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка шини.

Підставивши значення кута α_B до виразу (4), бічне зміщення диска колеса відносно відбитка шини під час проходження центром колеса в поздовжньому напрямку шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка, визначиться за виразом

$$h_B = \frac{l_B}{2} \sin(\alpha_B) + R[1 - \cos(\alpha_B)]. \quad (7)$$

Якщо відомо значення бічного зміщення диска внаслідок пройденого шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка шини, то кут відведення визначимо як функцію від бічного зміщення за виразом

$$\delta_B = \frac{1}{a} \left[\frac{l_B}{2} \sin(\alpha_B) + R[1 - \cos(\alpha_B)] \right]. \quad (8)$$

Сумарний кут відведення колеса першої осі визначатиметься сумою кінематичного кута відведення та кута, викликаного бічним зміщенням диска коліс відносно відбитка шини, за виразом

$$\delta_1 = \delta_R + \delta_B, \quad (9)$$

де δ_1 – сумарний кут відведення, з яким котиться колесо першої осі візка під час руху по криволінійній траєкторії, рад.

Підставивши відповідні значення до виразу (9), отримаємо залежність для визначення кутів відведення коліс першої осі трьохосового візка під час руху по криволінійній траєкторії

$$\delta_1 = \frac{a}{4R} + \frac{1}{a} \left[\frac{l_B}{2} \sin(\alpha_B) + R[1 - \cos(\alpha_B)] \right]. \quad (10)$$

Бічне зміщення диска третьої осі C_1L визначимо з аналізу $\triangle A_1C_1K$ і $\triangle AA_1O$ за виразом

$$C_1L = \frac{l_B}{2} \sin(\alpha) - R(1 - \cos(\alpha)). \quad (11)$$

У поздовжньому напрямку диск колеса третьої осі переміститься на відстань CL , яку визначимо з аналізу ΔA_1C_1K і ΔAA_1O так:

$$CL = \frac{l_B}{2} (1 - \cos(\alpha)) + R \sin(\alpha). \quad (12)$$

Якщо у виразі (12) узяти $CL = a$, де a – поздовжня вісь відбитка шини, і розв’язати рівняння відносно кута α , отримаємо значення кута повороту візка, за якого шлях, що пройде колесо третьої осі у поздовжньому напрямку, дорівнюватиме поздовжній осі контактної відбитка. Розв’язавши рівняння (12) при $CL = a$ відносно кута α , отримаємо:

$$\alpha_c = 2 \arctg \left[-\frac{R}{l_B - a} + \sqrt{\left(\frac{R}{l_B - a}\right)^2 + \frac{a}{l_B - a}} \right], \quad (13)$$

де α_c – кут повороту візка, за якого колесо третьої осі пройде у поздовжньому напрямку шлях, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка.

Підставивши значення кута α_c до виразу (11), визначимо бічне зміщення диску колеса третьої осі відносно відбитка шини під час проходження центром колеса в поздовжньому напрямку шляху, що дорівнює поздовжній осі контактної відбитка, за виразом

$$h_c = \frac{l_B}{2} \sin(\alpha_c) - R[1 - \cos(\alpha_c)]. \quad (14)$$

Кут відведення колеса третьої осі, викликаний бічним зміщенням диска, визначимо так:

$$\delta_c = \frac{1}{a} \left[\frac{l_B}{2} \sin(\alpha_c) - R[1 - \cos(\alpha_c)] \right]. \quad (15)$$

З урахуванням викладеного вище сумарний кут відведення колеса третьої осі визначиться так:

$$\delta_3 = \frac{a}{4R} + \frac{1}{a} \left[\frac{l_B}{2} \sin(\alpha_c) - R[1 - \cos(\alpha_c)] \right]. \quad (16)$$

Аналіз отриманих залежностей (10) та (16) для визначення кутів відведення коліс трьохосового візка по криволінійній траєкторії показує, що їх значення залежать від бази візка, величини поздовжньої осі контактної відбитка шини та радіуса кривизни траєкторії руху.

Проаналізуємо граничні значення цих параметрів, використавши значення радикалів у залежностях (6), (13), які повинні бути зі знаком «плюс»:

$$\left(\frac{R}{l_B + a}\right)^2 - \left(\frac{a}{l_B + a}\right) > 0; \quad (17)$$

$$\left(\frac{R}{l_B - a}\right)^2 + \left(\frac{a}{l_B - a}\right) > 0. \quad (18)$$

Відносно величини поздовжньої осі контактної відбитка шини a , то вона буде завжди відмінною від нуля, оскільки контактний відбиток шини це площина. Якщо припустити, що відстань між контактними відбитками шин прямує до нуля, тоді мінімальна база трьохосового візка повинна бути $l_B > 2a$. Якщо у вираз (17) підставити $a = a$, $l_B = 2a$ та визначити за цих параметрів радіус R , отримаємо мінімально можливе його значення $R = a\sqrt{3}$. За цих значень вираз (17) дорівнюватиме нулю.

Підставивши значення $a = a$, $l_B = 2a$ та $R = a\sqrt{3}$ до виразу (18), отримаємо: $3+1 > 0$.

Отже, отримані залежності (17), (18) справедливі при $a > 0$; $l_B > 2a$; $R > a\sqrt{3}$.

Для визначення кута відведення коліс зовнішнього борту візка під час руху по криволінійній траєкторії у наведені вище залежності необхідно підставляти відповідний радіус, за яким буде рухатися центр коліс зовнішнього борту візка. Цей радіус визначимо за виразом

$$R_3 = R + B, \quad (19)$$

де R_3 – радіус траєкторії руху центра коліс зовнішнього борту візка по криволінійній траєкторії; B – колія коліс візка; R – радіус траєкторії руху центра коліс внутрішнього борту візка.

Щодо двоосового візка, який широко застосовують на трьохосових та чотирьохосових автомобілях, у якого немає середньої осі, то для визначення кутів відведення коліс візка у наведені залежності замість радіуса траєкторії руху коліс другої осі необхідно підставити радіус траєкторії руху центра коліс борту.

Отже зауважимо, що явища, які відбуваються у тілі шини еластичного колеса візка, під час його руху по криволінійній траєкторії, без урахування прийнятих припущень щодо зон ковзання та зчеплення у контактному відбитку шини та його реальної форми, кута нахилу колеса до опорної поверхні, потребують проведення додаткових окремих досліджень.

Висновки

1. Кочення еластичного колеса візка багатоосового автомобіля по криволінійній траєкторії, центр якого зміщено у поздовжньому напрямку, відбувається додатково відносно колеса без зміщення, з кутом відведення, викликаним бічним зміщенням диска колеса. Цей кут відведення формуватиметься протягом часу, коли диск колеса пройде у поздовжньому напрямку шлях, що дорівнює поздовжній осі контактному відбитку шини за відсутності зон ковзання у контактному відбитку. Встановлено, що величина додаткового кута відведення залежить від бази візка, радіуса кривизни траєкторії його руху, поздовжньої осі контактного відбитку та наявності зон зчеплення у контактному відбитку шини.

2. Зменшення зон зчеплення у контактному відбитку шини зі збільшенням кривизни траєкторії руху колеса зменшує частину поздовжньої осі контактного відбитку, що знаходиться у стані зчеплення з опорною поверхнею. До того ж приріст кута відведення, за появи зон ковзання у контактному відбитку, пропорційний тій частині поздовжньої осі відбитку шини, що знаходиться у стані зчеплення з опорною поверхнею. На дорогах з асфальтобетонним покриттям з достатньою для практичних розрахунків точністю можна вважати, що при куті відведення до 0,087 рад у контактному відбитку майже немає зон ковзання.

3. Отримані аналітичні залежності підтверджують, що визначальним конструктивним параметром колісних транспортних засобів, що формує кочення коліс візка з відведенням, є база заднього візка, яка значно перевищує розміри поздовжньої осі контактного відбитку шини.

4. Математичну модель еластичного колеса, яка відображає його властивості, необхідно визначати за особливостями робочого процесу цілісного механізму, який включає в себе жорсткий диск, еластичне тіло шини та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини, який одночасно належить як цілісному механізму, так і нерухомій опорній поверхні, з урахуванням наявності зон зчеплення та ковзання у контактному відбитку шини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] П. В. Аксенов, *Многоосные автомобили*. Москва, Россия: Машиностроение, 1989, 279 с.
- [2] А. В. Костенко, «Вплив кількості вісей багатовісного автомобіля на поворотність», *Вісник СевНТУ. Сер.: Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук. пр.*, Вип. 143, с. 49-52, 2013.
- [3] М. В. Келдиш, «Шими переднього колеса трехколесного шасси», *Труды ЦАГИ. Изд. Бюро новой техники НКАП*, № 564, с. 1-34, 1945.
- [4] В. И. Кнороз, «Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге», *Автомобильная и тракторная промышленность*, № 9, с. 24-32, 1956.
- [5] А. П. Солтус, *Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля*. Київ, Україна: Арістей, 2006, 176 с.
- [6] А. П. Солтус, Л. А. Тарандушка, Е. С. Клімов та С. М. Черненко, «Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2 (14), с. 121-130, 2021. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
- [7] Е.С. Клімов, «Щодо визначення моменту опору повороту шини керованого колеса на місці», *Наукові нотатки*, № 46, с. 246-251, 2014.
- [8] K. Nagasaka, J. Nagai, and M. Yamamoto, «Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering», *JSAE Trans*, vol. 42, pp. 685-690, 2011.

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

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

Черкаський державний технологічний університет, м.Черкаси

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

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, м. Кременчук

A. Soltus¹
E. Klimov²
L. Tarandushka¹

Features of the vehicle axle group wheels' movement on a trajectory circular

¹Cherkasy State Technological University

²Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

The results study of the motion along a curvilinear trajectory of a multi-axle vehicle axle group elastic wheel on a ground plane with a high coefficient of adhesion are presented. The elastic wheel is considered as an integral mechanism, which includes a hard rim, an elastic tire body and a large tire contact patch.

The analysis of previous studies showed that during the elastic wheel movement along a curved trajectory, the wheel rim rotates simultaneously and its lateral offset relative to the tire contact patch. Turning the disc causes the tire body torsion and its lateral offset causes the wheel to roll with the slip angle. The torsion angle of the tire body in absolute value is equal to the slip angle and their values depend on the curvature of the trajectory, the longitudinal axis of the tire contact patch and the presence of adhesion in it.

It is established that if the wheel of vehicle axle group is offset relative to the center of the portable movement during the motion along the curvilinear trajectory there will be an additional lateral offset of the wheel disk relative to the tire contact patch during the time when the wheel travels a path equal to the longitudinal axis of the tire contact patch. Dependences for determination of slip angles of a vehicle axle group wheels during movement along the curvilinear trajectory has been determined. It is established that the value of the additional slip angle caused by the lateral offset of the rim depends on the axle group wheel base, the radius of curvature of the wheel trajectory, the longitudinal axis of the tire contact patch and the presence of adhesion zones in the tire contact patch.

The total slip angle of the wheel, which is shifted relative to the center of the vehicle's portable motion, is determined by the sum of the kinematic angle of the wheel and the angle caused by the lateral offset of the wheel rim relative to the tire contact patch. If there are sliding zones in contact of the tire contact patch with the ground plane, the increase in the slip angle will be proportional to the part of the longitudinal axis of the tire contact patch, which is in a state of adhesion to the ground plane.

Keywords: axle group wheel base, lateral offset, tire contact patch, slip angle, adhesion area, curvature trajectory.

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.), Associate Professor, Head of Cars and Technologies of their Operation Department, e-mail: tarandushkal@ukr.net

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