

Солтус А. П.<sup>1</sup>, Клімов Е. С.<sup>2</sup>, Тарандушка Л. А.<sup>1</sup>, Пузир Р. Г.<sup>3</sup><sup>1</sup>Черкаський державний технологічний університет<sup>2</sup>Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського<sup>3</sup>Відокремлений структурний підрозділ «Фаховий коледж Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського»**ОПІР КОЧЕННЮ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА ПІД ЧАС ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ ПО НЕДЕФОРМОВАНІЙ ПОВЕРХНІ**

Наведено результати дослідження коефіцієнта опору кочення еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій опорній поверхні. Розглядаючи еластичне колесо як складний цілісний механізм, проаналізовано сили та моменти, які діють на колесо під час подолання опору коченню для двох випадків: колесо ведене та колесо ведуче. Установлено, що опір коченню веденого еластичного колеса долається активною силою штовхання, яка прикладена до осі колеса від остова автомобіля та напрямлена за вектором руху колеса. Вона врівноважується реакцією опорної поверхні, яка рівна їй за величиною та протилежна за напрямком. Реакція опорної поверхні та сила штовхання створюють момент відносно осі колеса, рівний за абсолютною величиною моменту опору коченню. Кочення ведучого колеса забезпечується прикладеним від трансмісії автомобіля до жорсткого диска колеса крутним моментом, який викликає в контактній шині з опорною поверхнею активну силу, напрямлену протилежно вектору швидкості руху колеса. Ця активна сила урівноважується силою штовхання, яка прикладена до осі обертання колеса та напрямлена за вектором руху колеса. Опір коченню еластичного колеса під час прямолінійного руху визначають за коефіцієнтом опору кочення, який є відношенням зміщення рівнодійної нормальних реакцій до динамічного радіуса колеса під час його руху. Установлено, що зі збільшенням швидкості руху та зниженням тиску повітря в шині коефіцієнт опору коченню збільшується, а величина цього збільшення залежить від пружних і демпфувальних властивостей шини та на сьогодні може бути визначена для конкретних шин тільки експериментально.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над покращенням паливної економічності та ходимості шин автомобілів.

**Ключові слова:** еластичне колесо, коефіцієнт опору коченню, недеформована опорна поверхня, прямолінійний рух, швидкість, тиск повітря в шині.

**ВСТУП**

Еластичне колесо є цілісним і складним механізмом, який забезпечує безпосередній контакт автомобіля з опорною поверхнею [1]. Сили та моменти, які прикладені до жорсткого диска від остова автомобіля, трансмісії, кермового керування та системи гальмування, спричинюють виникнення реакцій в контактній шині з опорною поверхнею, у результаті чого автомобіль рухається [2, 3]. Для забезпечення прямолінійного руху еластичного колеса по недеформованій опорній поверхні необхідно подолати опір коченню, який в теорії автомобіля прийнято враховувати коефіцієнтом опору коченню  $f$ . Визначення цього коефіцієнта має велике значення у створенні математичної моделі еластичного колеса.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Еластичне колесо як цілісний та складний механізм перетворює обертовий рух колеса відносно осі обертання на його поступальний рух по опорній поверхні. Для забезпечення руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії необхідно подолати гістерезисні втрати, які зумовлені тертям у гумово-метало-тканевій оболонці, гумі протектора та у контактній шині з опорною поверхнею [2–4]. Ці втрати під час руху колеса зумовлюють зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра контактної відбитка шини на величину  $a$ . Таке зміщення рівнодійної відносно центра контактної відбитка спричинює виникнення моменту опору коченню еластичного колеса. У теорії автомобіля зміщення  $a$  враховують коефіцієнтом опору коченню  $f$ , під яким розуміють відношення зміщення  $a$  до динамічного радіуса колеса  $r_d$ , та визначають за виразом:

$$f = \frac{a}{r_d}. \quad (1)$$

Еластичне колесо установлюють на підшипниках кочення, що під час руху колеса зумовлює виникнення незначного моменту тертя при його обертанні. Як підшипники кочення, урахувавши значні бічні сили, що діють на колесо під час руху автомобіля, використовують радіально-упорні

підшипники кочення. Очевидно, для руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії необхідно забезпечити подолання також моменту опору у підшипниках кочення.

Отже, визначення опору коченню еластичного колеса по прямолінійній траєкторії зводиться до розрахунку коефіцієнта опору коченню, який є однією з основних характеристик еластичного колеса, оскільки впливає безпосередньо не тільки на паливну економічність автомобіля, але й на його експлуатаційні показники, урахувавши, що автомобіль переважно рухається по прямолінійній траєкторії або максимально наближеній до неї.

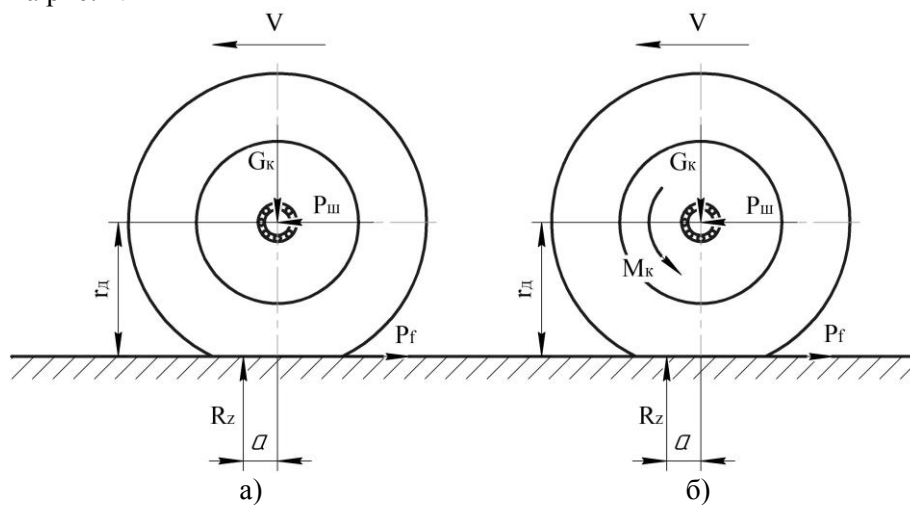
Ураховуючи, що коефіцієнт опору коченню є одним з основних показників, що характеризують рух еластичного колеса по прямолінійній траєкторії, а опорна поверхня здебільшого має тверде покриття, тому його визначенню на цій поверхні приділялась особлива увага в роботах Є.О. Чудакова [4], А.П. Солтуса [2], J.Y. Wong [3, 11], В.А. Іларіонова [5], В.К. Вахламова [6], J.J. Taborek [7], В.П. Сахно [8], А.І. Гришкевича [9], Г.А. Смирнова [10], А.С. Литвинова [12], В.А. Петрушова [13], R. N. Jazar [14], T. Gillespie [15], Н.В. Сунцова [16], В.І. Кнороза [17], Б.С. Фалькевича [18] та інших.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є дослідження особливостей динаміки еластичного колеса під час подолання опору коченню та встановлення достовірності залежностей для визначення коефіцієнта опору коченню веденого колеса по недеформованій опорній поверхні залежно від швидкості руху та тиску повітря в шині.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Прямолінійний рух еластичного колеса по недеформованій опорній поверхні забезпечується завдяки підведенню до колеса одного з динамічних параметрів – сили штовхання від остова автомобіля до осі обертання колеса або крутного моменту від трансмісії автомобіля до диска колеса. Розглянемо параметри динаміки еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій опорній поверхні за умови відсутності ковзання в контактному відбитку шини для двох випадків: колесо ведене та колесо ведуче. Схеми для визначення параметрів динаміки під час прямолінійного руху наведено на рис. 1.



а – колесо ведене, б – колесо ведуче

Рисунок 1 – Схеми для визначення параметрів динаміки колеса під час прямолінійного руху

Із аналізу рис. 1 видно, що в обох випадках руху колесо навантажено нормальною силою  $G_k$ ,  $r_d$  – динамічний радіус,  $R_z$  – рівнодійна нормальних реакцій, спричинених нормальною силою на колесо  $G_k$ ,  $a$  – зміщення рівнодійної нормальних реакцій  $R_z$  відносно центра контактної відбитку шини під час руху колеса. Зміщена рівнодійна  $R_z$  створює відносно центра колеса момент опору коченню  $M_f$ , який визначимо так:

$$M_f = R_z a. \quad (2)$$

Згідно з рис. 1а для подолання моменту опору коченню веденого колеса до осі, відносно якої обертається колесо, від остова автомобіля підводиться сила штовхання  $P_{ш}$ . За умови відсутності ковзання між шиною та опорною поверхнею сила штовхання  $P_{ш}$  спричинить виникнення в контактному відбитку реакції опорної поверхні, яка за величиною дорівнюватиме силі штовхання та буде протилежна напрямку її дії. У теорії автомобіля цю реакцію опорної поверхні прийнято називати силою опору коченню  $P_f$ .

Якщо праву та ліву частину рівняння (2) розділити на динамічний радіус колеса  $r_d$  та врахувати  $R_z = G_k$ , то отримаємо залежність для визначення сили опору коченню під час прямолінійного руху:

$$P_f = fG_k. \quad (3)$$

Сила штовхання та сила опору коченню, як пара сил, створюють момент, який за величиною дорівнює моменту опору коченню  $M_f$  та протилежний йому за напрямком. Отже, у даному випадку сила штовхання є активною силою, що забезпечує поступальний рух еластичного колеса.

Згідно з рис. 1б для подолання моменту опору коченню ведучого колеса до його диска через піввісь від трансмісії автомобіля підводиться крутний момент  $M_k$ , який за величиною дорівнює моменту опору коченню  $M_f$  та протилежний йому за напрямком. За відсутності ковзання між шиною та опорною поверхнею прикладений до диска колеса момент  $M_k$  спричинить виникнення в контактному відбитку шини активної сили, напрямком якої протилежний вектору швидкості руху колеса, і сили штовхання, яка прикладена до осі обертання колеса та напрямлена за вектором руху колеса.

У двох розглянутих випадках сила штовхання забезпечує колесу поступальний рух. Різниця між цими випадками полягає в тому, що у веденому колесі сила штовхання прикладається до осі колеса безпосередньо від остова автомобіля, а у ведучому колесі сила штовхання утворюється крутним моментом, який передається до диска колеса від трансмісії автомобіля.

Водночас, незалежно як долається момент опору коченню колеса  $M_f$  під час руху колеса, виникає сила опору коченню  $P_f$ , яка напрямлена протилежно вектору руху колеса та визначається за виразом (3).

Момент опору коченню, ураховуючи залежності (1)–(3), будемо визначати за виразом:

$$M_f = fG_k r_d. \quad (4)$$

Ураховуючи, що підведений до колеса крутний момент зменшує радіус кочення колеса, відповідно і його динамічний радіус, експериментально коефіцієнт опору коченню визначають у веденому режимі, коли на колесо діє тільки сила штовхання.

Робота Є.О. Чудакова [4], є по праву однією з перших, у якій автор наводить залежність для визначення коефіцієнта опору коченню. Ця залежність ураховує, динамічний радіус колеса  $r_d$ , зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра колеса  $a$ , радіус кочення колеса  $r_k$ , навантаження на колесо  $G_k$ , а також підведений до диска колеса крутний момент  $M_k$ :

$$f = \frac{a}{r_d} - \frac{M_k}{G_k} \cdot \frac{r_k - r_d}{r_k r_d}. \quad (5)$$

Водночас при  $M_k = 0$  ця залежність набуде вигляду виразу (1).

Отже, Є.О. Чудаков під коефіцієнтом опору коченню  $f$  розуміє відношення зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра колеса  $a$  до динамічного радіуса колеса  $r_d$ , що на сьогодні є загальноприйнятим положенням у теорії автомобіля. Водночас зауважимо, що вираз (5) не враховує в явній формі вплив швидкості руху та інших чинників на величину коефіцієнта  $f$ , а визначення зміщення  $a$  рівнодійної нормальних реакцій під час руху колеса неможливо.

Для визначення коефіцієнта  $f$  під час руху автомобіля по дорогах з асфальто- або цементобетонним покриттям хорошої якості у роботі [5] рекомендується емпірична залежність, яка враховує тільки швидкість руху автомобіля:

$$f = \frac{32 + V}{2800}, \quad (6)$$

де  $V$  – швидкість руху автомобіля, м/с.

Якщо в залежності (6) урахувати, що  $\frac{32}{2800} = 0,0114$ , то вона набуде вигляду:

$$f = 0,0114 \left( 1 + \frac{V}{32} \right). \quad (7)$$

Для визначення цього коефіцієнта у роботі [6] рекомендується наступна емпірична залежність, яка, аналогічно вищенаведеній, ураховує швидкість руху:

$$f = \frac{115 + V}{10000}, \quad (8)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

Водночас при  $\frac{115}{10000} = 0,0115$  залежність (8) можна записати так:

$$f = 0,0115 \left( 1 + \frac{V}{31,94} \right), \quad (9)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

Аналіз залежностей (7) і (9) показує, що вони майже не відрізняються. Так, розрахункові дані коефіцієнта опору коченню  $f$  за цими залежностями при швидкості руху автомобіля  $V = 15$  м/с не перевищує 0,95 %.

У роботі [7] зазначено, що для тягових розрахунків іноді достатньо подати коефіцієнт опору коченню у вигляді лінійної залежності від швидкості руху. Для найпоширенішого діапазону тиску повітря в шині (близько 0,179 МПа) при швидкостях руху до 130 км/год середнє значення коефіцієнта опору коченню на дорозі з бетонним покриттям рекомендується визначати за таким виразом:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{100} \right), \quad (10)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, миля/год.

Якщо у залежності (10) швидкість  $V$  брати у м/с, то вона набуде вигляду:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{44,44} \right), \quad (11)$$

Аналіз залежностей (7), (9), (11) показує, що вони є функціями швидкості руху першого порядку, відповідно на графіках ці залежності будуть зображені у вигляді прямих ліній. Якщо у цих залежностях узяти швидкість  $V = 0$ , то отримаємо відповідно значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху 0,0114, 0,0115 та 0,01. На величину коефіцієнта  $f$  також впливатимуть значення показників 32, 31,94 та 44,44, на які ділиться швидкість  $V$ . Так, при швидкості руху  $V = 15$  м/с розраховані за виразами (7), (9), (11) коефіцієнти опору коченню набудуть таких значень 0,0167, 0,0169, 0,0134. Різниця в розрахунках складає 20,7%.

Водночас залежності (7), (9), (11) отримані експериментально для конкретних шин на недеформованій поверхні, тому вони не можуть бути використані для визначення коефіцієнта опору коченню для інших шин, а тим більше – на різних опорних поверхнях.

На відміну від вищенаведених залежностей, у роботі [8] для визначення коефіцієнта  $f$  автори також рекомендують залежність, у якій, окрім швидкості руху, враховуються експериментально отримані значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху та додатково коефіцієнт, що враховує тиск повітря, тип шини та її розміри:

$$f = f_0 k_f V, \quad (12)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості руху, який визначається експериментально з урахуванням опорної поверхні та тиску у шині;  $k_f$  – коефіцієнт, значення якого рекомендують у роботі [8] визначати експериментально для кожного типу і розміру шини залежно від внутрішнього тиску в шині;  $V$  – швидкість руху автомобіля, км/год.

У роботі [8] наведено експериментальні значення коефіцієнта  $f_0$  для цементобетонного, гравійного або щебеневого покриття, бруку у сухому, мокрому, брудному, засніженому та зледенілому стані. Так, для сухого асфальтобетонного покриття коефіцієнт  $f_0$  знаходиться в межах 0,012...0,025, для сухого щебеневого або гравійного покриття – 0,02...0,025, для сухого бруку – 0,025...0,035. Із аналізу наведених у роботі даних невідомо, для якого типу шин наведено значення коефіцієнта  $f_0$ . Значення коефіцієнта  $k_f$ , у цій роботі не наведено.

У роботах [2, 5, 8–10, 12–14] для розрахунку коефіцієнта опору коченню  $f$  при номінальному тиску повітря у шині залежно від швидкості руху рекомендовано емпіричні залежності другого порядку, які враховують експериментальні значення цього коефіцієнта при малій швидкості руху.

Так, у роботах [2], [5] наведено таку залежність:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right), \quad (13)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості, який рекомендують визначати експериментально;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

У роботах [8–10] для визначення коефіцієнта  $f$  рекомендовано залежність:

$$f = f_0 \left[ 1 + (0,006V)^2 \right], \quad (14)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості;  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

При швидкості автомобіля в м/с та значенні величини  $0,006^2 \approx \frac{1}{27778}$  залежність (14) набуде вигляду:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right). \quad (15)$$

Водночас залежності (13) і (15) різняться між собою тільки коефіцієнтами  $\frac{1}{1500}$  та  $\frac{1}{2143}$ . У цьому випадку різниця у розрахунках коефіцієнта  $f$  за цими залежностями при швидкості руху  $V = 15$  м/с складає 3,9 %.

У роботах [12–14] для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  рекомендується така залежність:

$$f = f_0 + k_f V^2, \quad (16)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;  $k_f$  – коефіцієнт впливу швидкості, значення якого, у разі відсутності експериментальних даних, рекомендується у роботі [12] брати  $k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ ;  $V$  – швидкість руху, м/с.

У роботі [14] зазначено, що під час розрахунків за залежністю (16) коефіцієнти  $f_0$  і  $k_f$  слід визначати експериментально для кожної окремої шини. Для більшості шин легкових автомобілів рекомендовано брати  $f_0 = 0,015$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ .

У разі винесення за дужки коефіцієнта  $f_0$  залежність (16) набуде вигляду:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{k_f}{f_0} V^2 \right). \quad (17)$$

При цьому вирази (13) та (15) різняться між собою тільки коефіцієнтами  $\frac{1}{1500}$  та  $\frac{1}{2143}$ , що стоять біля швидкості  $V^2$ . Водночас у виразі (17) цей коефіцієнт  $\frac{k_f}{f_0}$  є величиною змінною та залежить від  $f_0$ .

Якщо взяти  $f_0 = 0,01$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ , то після елементарних перетворень залежність (17) набуде такого вигляду:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V^2}{1429} \right), \quad (18)$$

а при  $f_0 = 0,015$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ :

$$f = 0,015 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right). \quad (19)$$

У роботах [7, 9, 11, 15, 16] для визначення коефіцієнта опору коченню наведено залежності, у яких додатково враховується тиск повітря в шині. Так, у роботах [7, 9, 11, 15] для шин легкових автомобілів на дорогах з бетонним покриттям наведено таку залежність:

$$f = f_0 + f_s \left( \frac{V}{100} \right)^{2,5}, \quad (20)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, км/год;  $f_0, f_s$  – коефіцієнти, що залежать від тиску повітря в шині.

Коефіцієнти  $f_0, f_s$  у роботах [7, 9, 11, 15] рекомендовано визначати за графіками, наведеними на рис. 2.

Якщо у залежності (20) швидкість  $V$  виразити в м/с, то вона набуде такого вигляду:

$$f = f_0 + f_s \left( 3,6 \frac{V}{100} \right)^{2,5}. \quad (21)$$

У роботі [16] для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  по асфальтобетонній поверхні наведено емпіричну залежність, яка враховує швидкість руху та тиск повітря в шині. При цьому експериментальні дослідження коефіцієнта опору коченню колеса автомобіля проводились при швидкості руху 30–170 км/год та тиску повітря в шині 100–500 кПа:

$$f = k_0 e^{cV}, \quad (22)$$

де  $k_0$  та  $c$  – коефіцієнти, що залежать від тиску повітря в шині, значення яких наведено в табл. 1;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

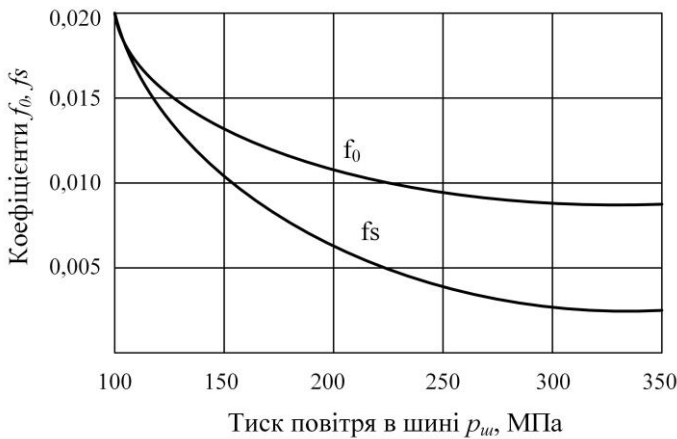


Рисунок 2 – Вплив тиску повітря у шинах легкових автомобілів на значення коефіцієнтів  $f_0$  та  $f_s$

проводили із залежністю (11).

Якщо брати швидкість  $V = 0$ , то у залежності (22) коефіцієнт  $k_0$  є коефіцієнтом опору коченню при малій швидкості  $f_0$ , ураховуючи, що  $e^{c0} \approx 1$ . Водночас у роботі [16] не зазначено для якого типу шин наведено у табл. 1 значення коефіцієнта  $k_0$ .

Для оцінювання вищенаведених залежностей було проведено розрахунки коефіцієнта опору коченню радіальної шини при номінальному тиску повітря у шині по горизонтальній бетонній поверхні зі зміною швидкості руху від 0 до 50 м/с. Результати розрахунків наведено в табл. 2. Додатково в табл. 2 наведено відносну похибку  $\Delta$  % при  $V = 50$  м/с. Порівняння

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів  $k_0$  та  $c$  залежно від тиску повітря в шині  $p_w$  [16]

$p_w$ , кПа	100	150	200	250	300	350	400	450	500
$k_0$	0,015	0,0136	0,012	0,011	0,010	0,009	0,008	0,0077	0,0071
$c$ , с/м	0,0224	0,0218	0,0208	0,0202	0,0199	0,0193	0,0184	0,0178	0,0168

Таблиця 2 – Розрахункові значення коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$

№ пор.	Формули	Швидкість руху $V$ , м/с						$\Delta$ при $V = 50$ м/с, %
		0	10	20	30	40	50	
1	$f = 0,0114 \left( 1 + \frac{V}{32} \right)$	0,0114	0,0150	0,0185	0,0221	0,0257	0,0292	37,46
2	$f = 0,0115 \left( 1 + \frac{V}{31,94} \right)$	0,0115	0,0151	0,0187	0,0223	0,0259	0,0295	38,83
3	$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{44,44} \right)$	0,0100	0,0123	0,0145	0,0168	0,0190	0,0213	0,00
4	$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right)$ , при $f_0 = 0,01$	0,0100	0,0107	0,0127	0,0160	0,0207	0,0267	25,48
5	$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right)$ , при $f_0 = 0,01$	0,0100	0,0105	0,0119	0,0142	0,0175	0,0217	1,95
6	$f = f_0 \left( 1 + \frac{k_f}{f_0} V^2 \right)$ , при $f_0 = 0,01$ ; $k_f = 7 \times 10^{-6}$	0,0100	0,0107	0,0128	0,0163	0,0212	0,0275	29,40
7	$f = f_0 + f_s \left( 3,6 \frac{V}{100} \right)^{2,5}$ , при $f_0 = 0,01$ ; $f_s = 0,005$	0,0100	0,0104	0,0122	0,0161	0,0224	0,0317	49,33
8	$f = k_0 e^{cV}$ , при $k_0 = 0,01$ ; $c = 0,0199$	0,0100	0,0122	0,0149	0,0182	0,0222	0,0271	27,35

Із аналізу табл. 2 видно, що розраховані за відповідними залежностями значення коефіцієнта  $f$  різняться між собою. Водночас максимальна похибка у розрахунках коефіцієнта опору коченню при швидкості руху 50 м/с не перевищує 49,33 %.

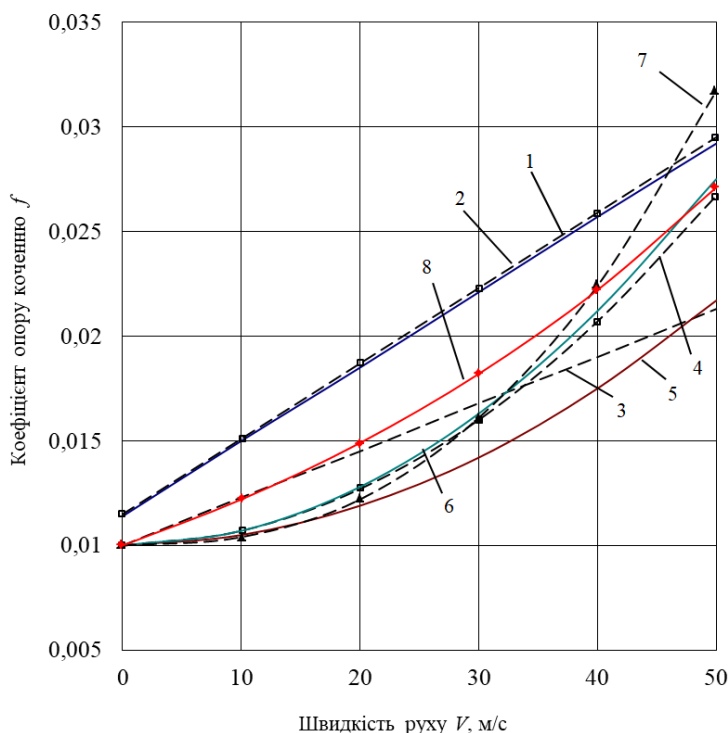


Рисунок 3 – Розрахункові залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$

За даними табл. 2 на рис. 3 побудовано графіки залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$  при  $f_0 = 0,01$ . Наведені на рис. 3 номери залежностей відповідають номеру формули в табл. 2.

Із аналізу рис. 3 видно, що графіки відрізняються як за характером зміни коефіцієнта  $f$ , так і за величинами. Так, згідно з рис. 3 графіки 1, 2, 3, побудовані за виразами (7), (9), (11), є лінійними залежностями. Водночас всі інші графіки представляють залежності, які наближаються до парабол.

Вищенаведені дослідження належать до визначення коефіцієнта опору коченню при номінальному навантаженні та номінальному тиску. Водночас на його значення суттєво впливає тиск повітря в шині. Проаналізуємо емпіричні залежності для визначення коефіцієнта опору коченню шин, у яких додатково

враховується тиск повітря, що важливо для шин з регульованим тиском повітря. Так, у роботі [17] наведено емпіричну залежність, яка показує взаємозв'язок між силою опору коченню, тиском повітря в шині та швидкістю руху автомобіля по дорозі з твердим покриттям:

$$P_f = G_k \left( \frac{20,2}{p_{ш} 0,64} + \frac{V^{3,7}}{0,778 \cdot 10^6 p_{ш}^{2,03}} \right), \quad (23)$$

де  $G_k$  – навантаження, тс;  $P_f$  – сила опору коченню, кгс;  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, кгс/см<sup>2</sup>;  $V$  – швидкість руху, км/год.

Із залежності (23) після нескладних перетворень можна отримати наступний вираз для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  залежно від тиску повітря в шині та швидкості руху в міжнародній системі одиниць СІ:

$$f = \frac{0,0031}{p_{ш}} + 1,371954 \cdot 10^{-9} \frac{V^{3,7}}{p_{ш}^{2,03}}, \quad (24)$$

де  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, МПа;  $V$  – швидкість, м/с.

Перша складова залежності (24) визначає коефіцієнт опору коченню при швидкості руху, наближеної до нуля, а друга складова визначає вплив швидкості на його значення. Ця залежність також надає можливість оцінити вплив тиску повітря в шині  $p_{ш}$  на кожен складову коефіцієнта  $f$ .

Аналіз літературних джерел показав, що значення коефіцієнта опору коченню при швидкості руху, наближеної до нуля  $f_0$ , при номінальному тиску повітря в шині на асфальтобетонній поверхні знаходиться у межах від 0,008 до 0,02. Водночас менші значення характерні для шин легкових автомобілів з метало-кордовою оболонкою, а більші значення – для шин ватажних автомобілів з регульованим тиском повітря. Для конкретних шин цей коефіцієнт визначається тільки експериментально.

Якщо врахувати, що коефіцієнт опору коченню за найкращих умов не перевищує 0,008, то із аналізу залежності (24) видно, що вона справедлива за умови, що  $f = \frac{0,0031}{p_{ш}} > 0,008$ . За цієї умови  $p_{ш}$

$< 0,3872$  МПа. Очевидно, що залежність (24) характерна для шин, у яких тиск повітря не перевищує  $0,3872$  МПа.

У роботі [18] для визначення коефіцієнта опору коченню на дорогах із твердим покриттям рекомендовано емпіричну залежність у вигляді полінома третього ступеня:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{p_{\text{ш}}^2}} + \frac{0,00245}{\sqrt{p_{\text{ш}}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0042}{\sqrt[3]{p_{\text{ш}}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3, \quad (25)$$

де  $p_{\text{ш}}$  – тиск повітря в шині, кгс/см<sup>2</sup>;  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

Якщо у залежності (25) швидкість руху  $V$  і тиск повітря у шині  $p_{\text{ш}}$  брати у міжнародній системі одиниць СІ, то отримуємо вираз:

$$f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{\text{ш}}^2}} + \frac{0,01}{\sqrt{p_{\text{ш}}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0091}{\sqrt[3]{p_{\text{ш}}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3, \quad (26)$$

де  $p_{\text{ш}}$  – тиск повітря в шині, МПа;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

Аналогічно вищенаведеному, залежність (26) справедлива за умови, що  $f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{\text{ш}}^2}} > 0,008$ . За

цих умов залежність характерна для шин з тиском повітря  $p_{\text{ш}} < 0,3655$  МПа.

Отже, залежності (24) та (26) справедливі для визначення коефіцієнта опору коченню шин, у яких тиск повітря не перевищує відповідно  $0,3872$  МПа та  $0,3655$  МПа. За інших умов отримані значення цього коефіцієнта знаходяться за межами можливих значень, отриманих експериментально.

Для аналізу залежностей (24) та (26) за ними було проведено розрахунки коефіцієнта опору коченню залежно від тиску повітря в шині та швидкості руху. Результати розрахунків наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Розрахункові значення коефіцієнта опору коченню за залежностями (24) та (26)

Формула	Тиск $p_{\text{ш}}$ , МПа	Швидкість руху $V$ , м/с					
		0	10	20	30	40	50
$f = \frac{0,0031}{p_{\phi}} + 1,371954 \cdot 10^{-9} \frac{V^{3,7}}{p_{\phi}^{2,03}}$	0,1	0,031	0,0317	0,0406	0,074	0,1557	0,316
	0,2	0,0155	0,0157	0,0178	0,026	0,046	0,085
	0,3	0,0103	0,01038	0,0113	0,0149	0,0237	0,0409
$f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{\phi}^2}} + \frac{0,01}{\sqrt{p_{\phi}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0091}{\sqrt[3]{p_{\phi}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3$	0,1	0,019	0,0195	0,0218	0,0256	0,0366	0,0514
	0,2	0,012	0,0123	0,0135	0,0161	0,0206	0,043
	0,3	0,009	0,0092	0,01	0,0119	0,0148	0,0192

Із аналізу табл. 3 видно, що розрахункові значення суттєво різняться між собою. Так, при тиску повітря в шині  $0,1$  МПа та швидкості руху, наближеної до нуля, розрахункові значення коефіцієнта  $f$  за залежностями (24) та (26) складають відповідно  $0,031$  та  $0,019$ , а при  $V = 50$  м/с набувають значень  $0,316$  і  $0,0514$ .

При тиску повітря у шині  $0,3$  МПа розрахункові значення коефіцієнта  $f$  при швидкості руху, наближеної до нуля, складають  $0,0103$  та  $0,009$ , а при  $V = 50$  м/с – відповідно  $0,0409$  і  $0,0192$ . Така значна різниця в значеннях коефіцієнта  $f$  підтверджує, що для конкретних шин реальні значення коефіцієнта опору коченню можуть бути визначені експериментально, урахувавши важливість впливу значень цього коефіцієнта на паливну економічність автомобіля та загалом на його експлуатаційні характеристики.

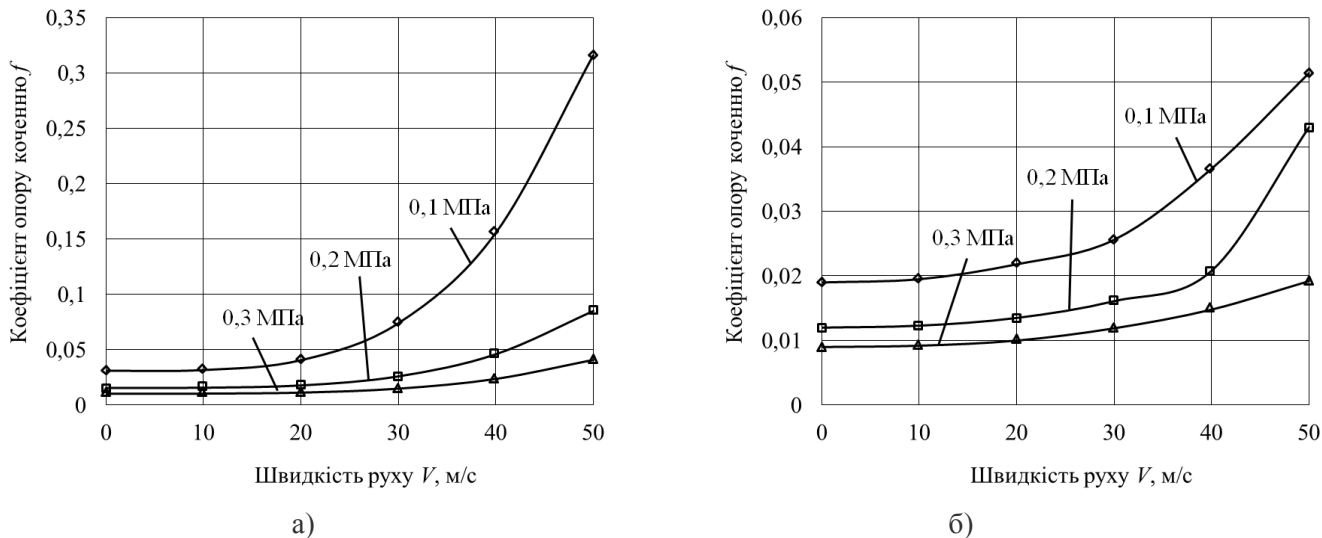
Для аналізу впливу швидкості руху та тиску повітря на значення  $f$  на рис. 4 наведено графіки залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху при тиску повітря в шині  $0,1$ ,  $0,2$ ,  $0,3$  МПа, розраховані відповідно за виразами (24) та (26).

Із аналізу рис. 4а видно, що зниження тиску повітря в шині зумовлює збільшення розрахункового значення коефіцієнта  $f$ . Так, при швидкості руху, наближеної до нуля, зменшення тиску повітря з  $0,3$  до  $0,1$  МПа призводить до збільшення коефіцієнта  $f$  від  $0,0103$  до  $0,031$ , що складає  $300\%$ . Відносно впливу швидкості, то до швидкості руху  $15$  м/с вплив швидкості на його



значення не суттєвий. Водночас, починаючи зі швидкості 15 м/с, цей вплив є значним, особливо при низькому тиску повітря.

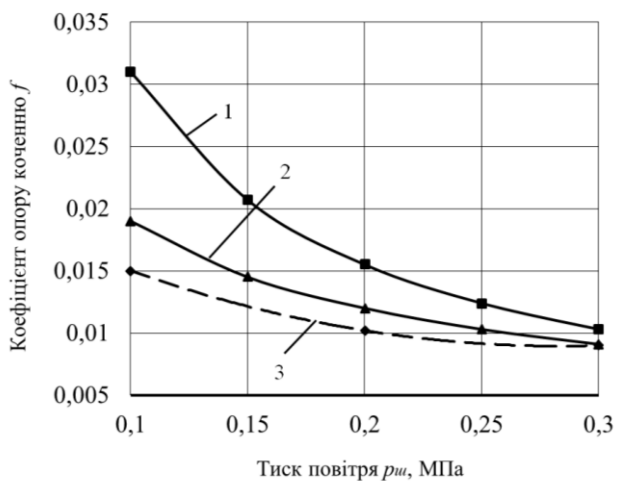
Із аналізу рис. 4б видно, що зменшення тиску повітря у шині також призводить до збільшення розрахункового значення коефіцієнта  $f$  за виразом (26). Так, зі зміною тиску повітря у шині від 0,3 до 0,1 МПа та швидкості, наближеної до нуля, значення коефіцієнта  $f$  збільшується від 0,009 до 0,019, що складає 211 %. Щодо впливу швидкості, то до швидкості руху 15 м/с цей вплив незначний, а з подальшим збільшенням швидкості руху цей вплив є суттєвим.



а) – розраховані за виразом (24); б) – розраховані за виразом (26)  
Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта  $f$  від швидкості руху  $V$

Наведений відносно розрахункових даних вплив тиску повітря в шині на значення коефіцієнта  $f$  показує, що зниження тиску повітря в шині та підвищення швидкості руху завжди спричиняє збільшення коефіцієнта  $f$ . Відсутність достатніх експериментальних даних не дозволяє зробити висновок про можливість використання абсолютних значень коефіцієнта  $f$ .

Експериментальні дослідження коефіцієнта  $f$  проводили на легковому передньопривідному двомісному автомобілі зі спорядженою масою 930 кг. Повна маса автомобіля включала у себе додатково два пасажирів масою 156 кг і металевий баласт 50 кг, укладений у багажне відділення. На автомобілі установлені шини Nokian 185/60 R14 82 T M+S з максимально допустимим тиском повітря у шині 0,32 МПа. Під час проведення експериментальних досліджень тиск повітря в шинах змінювався дискретно та складав 0,1, 0,2, 0,3 МПа, а температура навколишнього середовища була в межах (20-25)<sup>0</sup>С. Дослідження проводили на дорозі з асфальтобетонним покриттям. До автомобіля прикладалось через динамометр зусилля та визначалось його значення при рівномірному його русі зі швидкістю, наближеною до нульового значення. Водночас долались сили опору коченню та тертя у трансмісії автомобіля. Сила опору тертя у трансмісії складала: автомобіль споряджений – 2,5 Н, автомобіль з двома пасажирів та баластом – 3,1 Н.



1 – розрахункова за (24); 2 – розрахункова за (26);  
3 – експериментальна

Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта опору коченню  $f_0$  від тиску повітря в шині

Так, при тиску повітря в шині 0,3 МПа розраховані за виразами (24) та (26) значення коефіцієнта опору коченню складають відповідно 0,0103 та 0,009 (експеримент 0,009). При тиску повітря в шині 0,1 МПа розрахункові значення коефіцієнта опору коченню складають відповідно 0,031 і 0,019 (експеримент 0,015). Така розбіжність розрахункових та експериментальних даних щодо впливу тиску на величину коефіцієнта опору коченню вказує на те, що еластичне колесо є складним механізмом з неголономними властивостями, а визначення коефіцієнта опору коченню унаслідок аналітичних розрахунків є неможливим.

Очевидно, що емпіричні залежності (24) та (26), наведені у роботах [17], [18], стосуються конкретних шин з характерними для них конструктивними, пружними та демпфувальними властивостями, які остаточно формують значення коефіцієнта  $f$ .

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Отже, визначити коефіцієнт опору кочення для реальної шини з урахуванням тиску повітря та швидкості руху можливо тільки експериментально, оскільки шини конструктивно різняться. Різниця полягає у наявності металевих кордів в оболонці шини, експлуатаційних змінах тиску (шини регульованого тиску повітря), типі корду (радіальні, діагональні), особливостях протектора (висота, насиченість, літній, зимовий, наявність металевих шипів), наявності камер (камерні, безкамерні) тощо. Ці конструктивні чинники безпосередньо впливають на величину коефіцієнта опору коченню, а їх вплив можна визначити лише експериментально. Водночас аналіз літературних джерел [2, 8, 9] показує, що при номінальному тиску повітря в шині та номінальному навантаженні при швидкості руху, наближеної до нульової, для більшості шин під час руху по асфальтобетонній поверхні коефіцієнт опору коченню знаходиться у межах 0,008...0,02. При цьому менші значення характерні для шин з металевим кордом, а більші – для шин з регульованим тиском повітря.

### ВИСНОВКИ

1. Визначальними параметрами, що формують значення коефіцієнта опору коченню на асфальтобетонній поверхні, є конструктивні особливості шин. Установлено, що для більшості шин при номінальному тиску повітря та навантаженні коефіцієнт опору коченню при швидкості, наближеної до нульової, на асфальтобетонній поверхні знаходиться у межах 0,008...0,02. При цьому менші значення характерні для безкамерних шин з металокордовою оболонкою, а більші – для шин з регульованим тиском повітря. До конструктивних особливостей шин, що формують значення коефіцієнта опору коченню, належать такі: наявність металевих кордів в оболонці шини, кількість шарів корду та його матеріал, тип протектора (літній, зимовий, наявність металевих шипів), висота та насиченість рисунка протектора, конструкція корду (діагональний, радіальний), наявність камер (камерні, безкамерні) тощо.

Коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля визначався за виразом:

$$f_0 = \frac{P - P_{мерт}}{G_a}, \quad (27)$$

де  $P$  – сила, що прикладалась до автомобіля, Н;  $P_{мерт}$  – сила опору у вузлах трансмісії автомобіля, Н;  $G_a$  – вага автомобіля, Н.

На рис. 5. наведено експериментальні та розраховані за виразами (24), (26) залежності коефіцієнта опору коченню від тиску повітря в шині при швидкості руху, наближеної до нуля. З аналізу рис. 5 видно, що зі зменшенням тиску повітря в шині експериментальні та розрахункові значення коефіцієнта опору коченню  $f$  збільшуються. Так, за експериментальними даними зі зменшенням тиску в шині від 0,3 до 0,1 МПа коефіцієнт опору збільшився від 0,009 до 0,015. Водночас розраховані за залежностями (24), (26) значення коефіцієнта опору коченню  $f$  різняться між собою та відрізняються від експериментальних.

2. Наведені емпіричні залежності для визначення коефіцієнта опору коченню (13), (15), (17), (20), (21) включають у себе його експериментальне значення при швидкості руху, наближеної до нуля, а вплив швидкості руху за цими залежностями беруть за параболічними законами. Згідно з емпіричними залежностями (7), (9), (11) вплив швидкості визначають за лінійним законом, однак, на відміну від вищенаведених залежностей, ці залежності не враховують експериментальне значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху.

3. Експериментально коефіцієнт опору коченню визначають під час руху колеса у веденому режимі, оскільки підведений до колеса крутний момент зменшує радіус кочення колеса.

4. Зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт опору коченню збільшується, а величина цього збільшення залежатиме від пружних і демпфувальних властивостей шини та для конкретних шин на сьогодні може бути визначена експериментально.

5. Оскільки шина автомобіля є складним механізмом, що характеризується пружними та демпфувальними властивостями, які на цьому етапі описати аналітично неможливо, тому коефіцієнт опору коченню колеса з еластичною шиною залежно від швидкості руху та тиску повітря у шині можна визначити експериментально або з певною точністю згідно з вищенаведеними рекомендаціями.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. 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>.
2. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : Арістей, 2010. 155 с.
3. Wong J. Y. *Theory of Ground Vehicles* – 3rd ed. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 528 p.
4. Чудаков Е. А. Теория автомобиля: учеб. для высш. учеб. заведений. Москва: Машгиз, 1950. 343с.
5. Теория и конструкция автомобиля: учебник для автотранспортных техникумов / Иларионов В. А. и др. Москва : Машиностроение, 1985. 368 с.
6. Вахламов В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений. Москва : Издательский центр «Академия», 2006. 240 с.
7. Taborek J. J. «Mechanics of Vehicles», *Machine Design*, May 30 – Dec. 26, 1957.
8. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник. Київ : В-во «КВІЦ», 2004. 174 с.
9. Гришкевич А. И. Автомобили: теория: учебник для вузов. Минск : Выш. шк., 1986. 208 с.
10. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. Москва : Машиностроение, 1990. 352 с.
11. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. Москва : Машиностроение, 1982. 284 с.
12. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». Москва : Машиностроение, 1989. 240 с.
13. Petrushov V. A. Coast Down Method in Time-Distance Variables. *SAE Transactions*, vol. 106, 1997, pp. 663–685.
14. Jazar R. N. *Vehicle dynamics (Vol. 1)*. New York : Springer, 2008. 1022 p.
15. Gillespie T. (Ed.). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international, 1992.
16. К оценке величины коэффициента сопротивления кочению колеса автомобиля / Сунцов Н. В. и др. *Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту*. 2009. Вип. 2. С. 75–79.
17. Работа автомобильной шины / под ред. В. И. Кнороза. Москва : Транспорт, 1976. 238 с.
18. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Москва : Машгиз, 1963. 239 с.

### REFERENCES

1. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvolinijnij ta prjamolinijnsj 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>.

2. Soltus, A.P. (2010). Teoriya ekspluatatsijnyh vlastyvostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].
3. Wong, J.Y. (2001). Theory of Ground Vehicles – 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
4. Chudakov, E.A. (1950). Teoriya avtomobilya: Ucheb. dlya vyssh. ucheb. zavedeniy [Vehicle theory]. Moscow : Mashgiz [in Russian].
5. Illarionov, V.A., Morin, M.M., Sergeev, N.M., Faraboin, Ya. E. (1985). Teoriya i konstruktsiya avtomobilya [Theory and design of the vehicle]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
6. Vakhlamov, V.K. (2006). Avtomobili: ekspluatatsionnyie svoystva [Vehicles: operational properties]. Moscow: Publishing Center «Akademiya» [in Russian].
7. Taborek J. J. (1957 ). Mechanics of Vehicles, *Machine Design*, May 30 – Dec. 26.
8. Sakhno, V.P., Bezborodova, H.B., Maiak, M.M., Sharai, S.M. (2004). Avtomobili: tiahovo-shvydkisni vlastyvosti ta palyvna ekonomichnist [Vehicles: traction and speed properties and fuel efficiency]. Kyi'v : «KVIC» [in Ukrainian].
9. Grishkevich, A.I. (1986). Avtomobili: teoriya [Vehicle: theory]. Minsk : Vyshcha shkola [in Russian].
10. Smirnov, G.A. (1990). Teoriya dvizheniya kolesnyih mashin [Theory of the movement of wheeled vehicles]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
11. Wong, J.Y. (1982). Teoriya nazemnyih transportnyih sredstv [Theory of Ground Vehicles]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
12. Litvinov A.S., Farobin Ya.E. (1989). Avtomobil: teoriya ekspluatatsionnyih svoystv [Vehicles: theory of operational properties]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
13. Petrushov, V. A. (1997). Coast down method in time-distance variables. SAE transactions, 663-685.
14. Jazar, R. N. (2008). Vehicle dynamics (Vol. 1). New York : Springer.
15. Gillespie, T. (Ed.). (1992). Fundamentals of vehicle dynamics. SAE international.
16. Suntsov, N. V., Shamota, V. P., Makarov, V. A., Suntsov, A. N., & Efimenko, A. N. (2009). K otsenke velichinyi koeffitsienta soprotivleniya kocheniyu kolesa avtomobilya [On the estimation of the rolling resistance coefficient of a car wheel]. *Vestnik Donetskogo instituta avtomobilnogo transporta*, (2), 75-79.
17. Knoroz, V. I., Klennikov, E. V., Petrov, I. P., Sheluhin, A. S., & Yurev, Yu. M. (1976). Rabota avtomobilnoy shinyi [The operation of a car tire]. Moscow : Transport [in Russian].
18. Falkevich, B.S. (1963). Teoriya avtomobilya [The theory of the car]. Moscow : Mashgiz [in Russian].

### **Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A., Puzyr R.G. Rolling resistance of an elastic wheel during rectilinear movement on an undeformed surface**

The paper presents the results of studying the rolling resistance coefficient of the elastic wheel during rectilinear movement on an undeformed bearing surface. Considering the elastic wheel as a complex integral mechanism, the forces and moments acting on the wheel during overcoming the rolling resistance are analyzed for two cases: the driven wheel and the driving wheel. It is established that the rolling resistance of the driven elastic wheel is overcome by an active pushing force applied to the wheel axis from the vehicle body and directed along the wheel motion vector. It is balanced by the reaction of the bearing surface, which is equal in magnitude and opposite in direction. The reaction of the bearing surface and the pushing force creates a moment relative to the wheel axis which is equal in absolute value to the rolling resistance torque. Rolling of the driving wheel is ensured by the torque applied from the vehicle transmission to the wheel hard disk which causes an active force in tire contact with the bearing surface, directed in the opposite direction to the wheel speed vector. This active force is counterbalanced by a pushing force applied to the wheel rotation axis and directed in the direction of the wheel motion vector. The rolling resistance of an elastic wheel during rectilinear motion is determined by the rolling resistance coefficient, which is the ratio of the displacement of the equivalent normal reaction to the wheel's dynamic radius during its motion. It is stated that with increasing speed and decreasing air pressure in the tire, the rolling resistance coefficient increases, and the magnitude of this increase depends on the elastic and damping properties of the tire and can currently be determined for specific tires only experimentally.

The results of the research can be useful for experts working to improve the fuel efficiency and mileage of car tires.

**Key words:** elastic wheel, rolling resistance coefficient, undeformed surface, rectilinear movement, speed, air pressure in the tire.

*СОЛТУС Анатолій Петрович*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: auto.soltus@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, професор, завідувачка кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: tarandushkal@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

*ПУЗИР Руслан Григорович*, доктор технічних наук, професор, Відокремлений структурний підрозділ «Фаховий коледж Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського», e-mail: puzyruslan@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-9791-9002>

*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, 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>

*Ruslan PUZYR*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Separate Structural Subdivision Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University Vocational College, e-mail: puzyruslan@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-9791-9002>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1054