

Петров Л.М.

Військова академія

Котов Д.О.

Військова академія

Марченко В.П.

Військова академія

Ярошевський О.М.

Військова академія

Скремінський В.К.

Військова академія

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ПІДВИЩЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИМОГ ДО ВІЙСЬКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Незважаючи на значну увагу вчених та дослідників до вивчення взаємодії рухомого колеса з опорною поверхнею, у сучасному науковому середовищі недостатньо вивчається та досліджується питання теорії кочення деформованого колеса. Ця теоретична прогалина є суттєвою, оскільки ускладнює створення уніфікованих математичних моделей, здатних точно прогнозувати динаміку руху колісних транспортних засобів у всьому діапазоні експлуатаційних умов. На наш погляд, наразі недостатня увага приділяється критично важливому фізичному аспекту – вивченню та моделюванню розподілу нормальних реакцій у плямі контакту. Неточний опис плями контакту призводить до суттєвих помилок у розрахунках сил та енергетичних втрат. Коректне визначення цього несиметричного розподілу є детермінуючим фактором, оскільки саме зміщення рівнодійної нормальної сили відносно геометричної осі колеса створює момент опору коченню. Відповідно, дослідження кількісної залежності коефіцієнта опору кочення від різноманітних факторів є актуальним для сьогодення. Ця необхідність продиктована не лише академічним інтересом, а й підвищення загальної енергоефективності та паливної економічності автомобілів. Встановлено, що на величину коефіцієнта опору коченню впливає цілий комплекс взаємопов'язаних параметрів, які доцільно класифікувати за трьома основними, але взаємозалежними групами: конструктивні фактори – охоплює геометричні та структурні параметри шини, які безпосередньо впливають на форму хвилі деформації та її швидкість розсіювання енергії; технологічні фактори – які є первинними з точки зору гістерезисних втрат; експлуатаційні фактори – ці параметри відображають умови, в яких працює колесо. Зниження опору коченню є одним із ключових стратегічних напрямків оптимізації транспортних засобів. Комплексне вирішення цієї проблеми є необхідною передумовою для подальшого розвитку теорії колісних машин та ефективного інженерного проектування.

Ключові слова: колісний рушій, військовий автомобіль, коефіцієнт опору кочення, енергія, гравітаційна сила, маневреність, прохідність, динамічний рух.

Постановка проблеми. У роботі розглянуто аналіз проблем щодо реалізації якісних показників коліс автомобілів на основні проведення різноманітних стендових випробувань шляхом удосконалення та підвищення ефективності їх використання, а саме, шляхом заміни геометрії

елементів фізичних показників шини при її експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження вивчення факторів, які впливають на експлуатаційні показники автомобіля та визначають здатність і можливість його руху у різних

дорожніх умовах (у т.ч. бездоріжжям), долати різні перешкоди, опубліковано у роботах [1–6]. Тому питання покращення прохідності та підвищення керованості військового автомобіля впливає на ефективність виконання завдань за призначенням.

В роботі [7] автором розкриваються теоретичні положення моменту опору кочення.

Аналіз впливу повздожньої сили та стабілізуючого моменту на взаємодію колеса з опорною поверхнею досліджено у роботі [8]. Питання кінематики та динаміка автомобільного колеса розглядаються у роботі [11]. Наукова праця [12] присвячена аналізу теоретичних та практичних аспектів, пов'язаних з працездатністю шин у процесі експлуатації автомобіля, включаючи дослідження деформації шини та опору кочення.

В роботі [13] авторами досліджується використання колісних дисків зі змінною шириною, що у свою чергу створює можливості у розвитку колісних рушіїв транспортних засобів.

Проаналізувавши результати наукових досліджень [1–14], можна зробити висновок, що велика увага приділяється питанням прохідності військових автомобілів, а саме, подоланням складних ділянок місцевості (рис. 1).

Аналіз останніх досліджень та публікацій показує, що вивчення та моделювання розподілу нормальних реакцій у плямі контакту є актуальною науковою задачею.

Постановка завдання. Метою статті є дослідження та удосконалення розгляду деяких питань теорії кочення деформованого колісного рушія, особливо при різкій зміні значення опору кочення, переміщення точки дії гравітаційної складової у плямі контакту колісного рушія з опорною поверхнею в різних умовах експлуатації. Дане дослідження має на меті вивчення можливостей удосконалення конструкції та розвитку колісних рушіїв військових автомобілів. Практичне значення роботи полягає у покращенні прохідності та підвищення керованості військового автомобіля, що у свою чергу, впливає на ефективність виконання завдань за призначенням та безпеку руху.

Виклад основного матеріалу. Під час руху на колесо автомобіля діє складна система сил і моментів, зумовлена впливом зовнішнього середовища та факторами, що впливають з боку механізмів автомобіля. З одного боку, завдяки еластичним властивостям шин під час взаємодії з опорною поверхнею відбувається її деформація в різних напрямках. З іншого боку, опорна поверхня також деформується. З співвідношення



а



б



в



г



д



е



є

Рис. 1. Подолання військовими автомобілями складних ділянок місцевості: а – косогра; б – підйому; в – піщаної ділянки; г – водної перешкоди; д – засніженої ділянки; е – багниюки; є – рух з великим навантаженням

деформації шини і ґрунту виділяють наступні моделі руху колеса (рис. 2): деформоване колесо по недеформованій поверхні, коли деформація ґрунту в багато разів менша за деформацію колеса (модель застосовується при коченні колеса по асфальтових і бетонних дорогах); недеформоване колесо по деформованій поверхні, коли деформація ґрунту значно перевищує деформацію шини (характерно при русі по пухкому снігу або сипучому піску, по болотистій місцевості); деформоване колесо по деформованій поверхні. Врахувати одночасну деформацію колеса і дороги необхідно в тому випадку, якщо величина цих деформацій співмірна.

Пневматична шина схильна до деформацій у трьох напрямках: виділяють радіальну (уздовж осі Z), окружну (навколо осі Y) і бічну деформацію (уздовж осі Y). Нормальне навантаження, що діє на шину, призводить до її радіальної деформації, внаслідок чого в області контакту колеса і дороги утворюється плоска область, площа якої характеризує здатність шини чинити опір нормальному

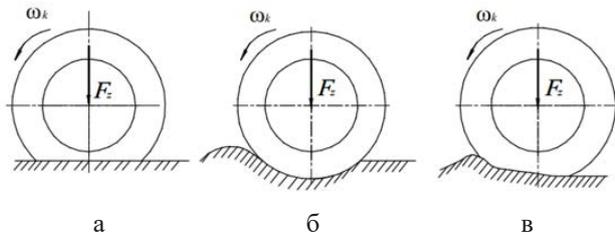


Рис. 2. Моделі руху колеса по опорній поверхні дороги: а – колесо, що деформується по недеформованій дорозі; б – колесо, що не деформується по деформованій дорозі; в – колесо, що деформується по деформованій дорозі

навантаженню на колесо. Без внутрішнього тиску жорсткості шини було б недостатньо для практичного використання, проте надлишковий тиск призводить до зменшення плями контакту і зниження демпфуючих властивостей шини. При коченні колеса по твердому ґрунту раніше деформовані ділянки плями контакту повинні повернутися до своєї нормальної форми, в той час як набігаючі ділянки шини повинні бути деформовані, щоб протистояти нормальному навантаженню на колесо.

Нормальний прогин шини обернено пропорційний тиску в шині і збільшується пропорційно зростанню нормального навантаження. Залежність нормального прогину шини від нормального навантаження і тиску в шині визначається емпірично. Сила, що діє з боку автомобіля на колесо, розкладається на дві складові: нормальну силу F_z – вага автомобіля, що припадає на колесо; поздовжня сила F_x . Пляма контакту має форму, близьку до еліпса, витягнуту вздовж поздовжньої площини обертання колеса (рис. 3).

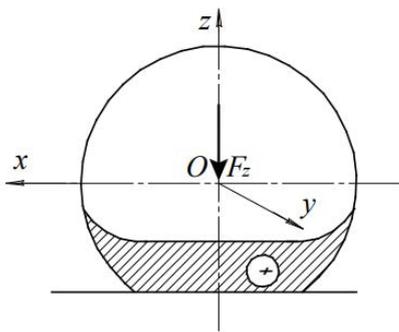


Рис. 3. Епюра деформацій стиснення, викликаних дією нормального навантаження

Збільшення тиску в шинах з 0,22 МПа до 0,24 МПа, як відмічено авторами у [10], знижує опір коченню приблизно на 10 відсотків. Опір коченню переважно визначається виробниками для нових шин, більшість з яких має коефіцієнт опору

коченню 0,007–0,014. З чого можна зробити висновок, що із навантаженням шини у 1000 Н опір коченню становить 7–14 Н. Товариством автомобільних інженерів (SAE) передбачено дві стандартні методики та протоколи вимірювання опору коченню шини – J2452 [10].

Коли колесо нерухоме, вектор нормальної реакції розташовується в центрі плями контакту. При коченні колеса по опорній поверхні вертикальна реакція зміщується в напрямку його руху, утворюючи відносно осі обертання плече «а» відповідно до [7] (рис. 4), яке змінюється в залежності від умов експлуатації.

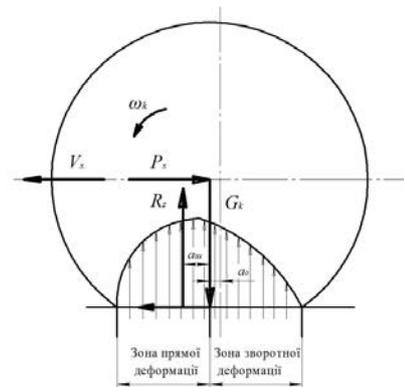


Рис. 4. Розподіл нормальних реакцій у плямі контакту

Зсув вектора нормальної реакції відносно осі обертання пояснюється в загальному випадку трьома факторами:

- 1) перерозподілом тиску в плямі контакту внаслідок гістерезисних втрат у шині;
- 2) поздовжнім зсувом самої осі колеса відносно плями контакту внаслідок деформації шини;
- 3) поздовжнім зсувом плями контакту внаслідок деформування опорної поверхні.

Відповідно до [7], зсув вектора нормальної реакції дороги R_z являє собою алгебраїчну суму 3-х зсувів:

$$a = a_{ui} + a_o + a_n \quad (1)$$

Знос нормальної реакції відносно осі колеса створює момент опору коченню (M_f), який спрямований проти обертання та перешкоджає перекочуванню колеса по опорній поверхні [7] та надає можливість збільшувати чи зменшувати реалізацію моменту на колесі, тим самим підвищити дотичну силу тяги:

$$M_f = R_z (a_{ui} + a_o + a_n) = R_{za} \quad (2)$$

Ведучі виробники свої удосконалення шин спрямовують на подолання моменту опору

коченню, що виникає при перекочуванні колеса по опорній поверхні, до нього необхідно прикласти крутний момент $M_{kz} = M_f$ або повздовжнє штовхальне зусилля $P_x = \frac{M_f}{R_0}$ [7].

В автомобілів крутний момент прикладається до ведучих коліс, а штовхальне зусилля – до ведених [7].

Величина прикладання штовхального зусилля до осі ведених коліс, до яких прикладається сила опору кочення авторами у роботі [7] обчислюється за формулою:

$$P_f = \frac{M_f}{R_0} = \frac{R_{za}}{R_0} = R_{zf} \quad (3)$$

де $f = \frac{a}{R_0}$ – коефіцієнт опору кочення.

Сила опору кочення P_f , як слідує з висновків роботи [7] є фіктивна сила, яку більшість авторів використовує для кількісної оцінки опору коченню.

Автором роботи [8] розроблено загальну схему одержання аналітичних виразів для сили відведення та стабілізуючого моменту колеса на опорній поверхні (рис. 5).

У роботі [8] автором приведена теорія, що поперечні сили в плямі контакту визначаються у вигляді функції від повздовжньої координати точок, що лежать на відрітку середньої лінії, що перебуває в контакті з опорною поверхнею $-a < x < a$: у зоні відсутності проковзування (від точки $x = -a$ до точки x_1) – поперечні деформації ростуть за лінійним законом (деформації точки з поточною координатою x відповідає катет прямокутного трикутника $y_x = \tan(\alpha)(x + a)$, а відповідна елементарна поперечна сила $Y_x = C_y \cdot y_x$ (C_y – питомий коефіцієнт бічної жорсткості колеса) повинна бути меншою або рівною локальній силі зчеплення $\mu q_N(x)$; у зоні ковзання (від точки x_1 до точки $x = a$) реалізуються елемен-

тарні сили тертя ковзання, спрямовані вздовж осі $O_y \cdot Y_{xs} = \mu q_n(x)$ ($q_n(x)$ – функція нормальної напруги).

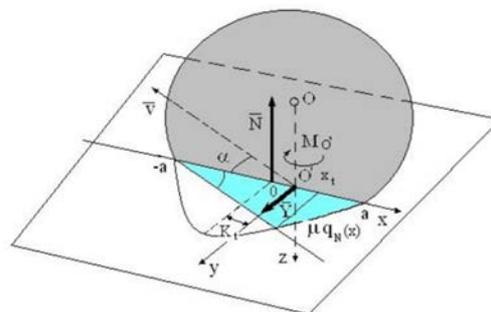


Рис. 5. Схема визначення поперечних елементарних сил у плямі контакту

Рівнодіюча елементарних поперечних сил Y, M – головний вектор моменту сил щодо полюса з координатою $x = K_r$, що повинно відбивати факт зсуву вертикальної реакції (K_r – коефіцієнт тертя кочення). Це, у свою чергу, призводить до виникнення інтервалу кутів відведення, на якому стабілізуючий момент міняє знак [8].

У роботі [14] авторами проведено аналіз випробувань різних типів шин, а саме: У 1982 – 83 роках товариство автомобільних інженерів (SAE) здійснило випробування різних типів шин, а дані про опір кочення стали загальнодоступними (табл. 1) [9], [12]. В табл. 1 показані результати дослідження коефіцієнта опору коченню пневматичних шин.

Дослідниками у роботі [14] були відібрані найбільш популярні шини, які на той час становили більш ніж 70 відсотків усього ринку. Протестовані шини були найбільш поширеного на той час розміру 195/75 з 14-дюймовим діаметром обода. Як видно з результатів таблиці 1 значення коефіцієнту опору кочення знаходиться у межах від 0,0098 до 0,0112 з середнім значенням 0,01082. Подальші

Таблиця 1

Результати дослідження коефіцієнта опору коченню пневматичних шин представлених на ринку у 1982–83 роках

№ п/п	Виробник	Модель	Коефіцієнт опору коченню	Середнє значення коефіцієнту опору коченню
1	BF Goodrich	Lifesaver XLM	0,0098	0,01082
2	Uniroyal	Steeler	0,01	
3	Firestone	Deluxe Champion Radial	0,0104	
4	Michelin	XMW	0,0105	
5	Montgomery	Ward Runabout	0,0106	
6	Uniroyal	Tiger Paw	0,0107	
7	Goodyear	Arriva	0,0109	
8	Goodyear	Custom Poly-Steel	0,011	
9	Delta	Durasteel	0,0111	
10	Firestone	721	0,0112	

Результати дослідження коефіцієнта опору кочення шин 2004 року випуску

№ п/п	Виробник	Модель	Коефіцієнт опору коченню
185/70/R14			
1	Bridgestone	B381	0,00615
2	Uniroyal	Tiger Paw AWP	0,0088
3	Sumitomo	HTR 200	0,0092
4	Goodyear	Integrity	0,0097
205/55/R16			
1	Continental	Conti Touring Contact CH95	0,0083
2	Michelin	Energy MXV4 Plus	0,009
3	Goodyear	Eagle RS A	0,0092
4	Bridgestone	Turanza LS-H	0,0109
245/75/R16			
1	Bridgestone	Long Trail T/A SL	0,0092
2	Michelin	LTX M/S	0,0103
3	Kumho	Venture AT	0,0105
4	Goodyear	Conquest AT	0,0114

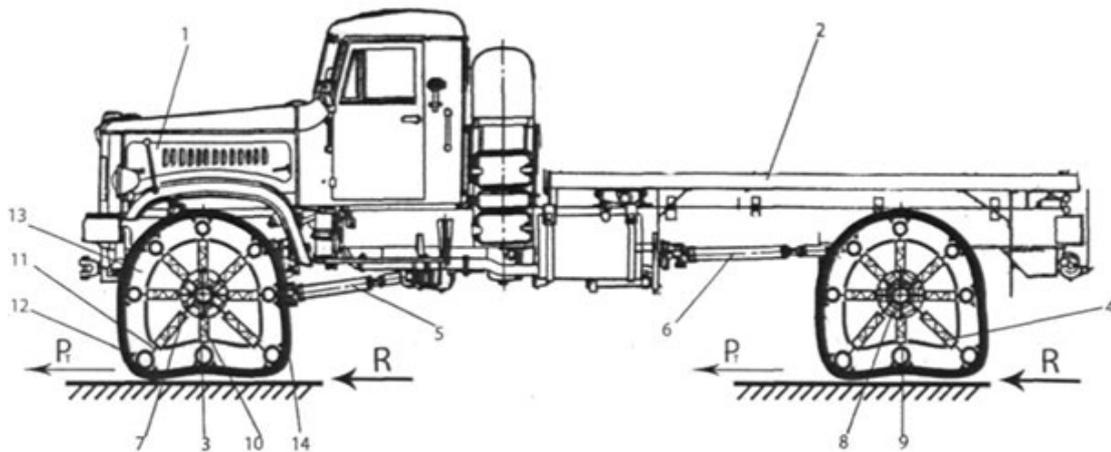


Рис. 6. Військовий автомобіль з модернізованими колісними рушіями

вимірювання коефіцієнта опору коченню проводились за аналогічними методиками, однак шини групувались за різними класами та призначенням. До групи шин для легкових пасажирських та легких вантажних автомобілів віднесено чотири розмірні ряди від 185/70R14 до P245/75R16. Вимірювання коефіцієнта опору коченню представлені в таблиці 2.

Висновки. Проведений аналіз робіт [1–14], на думку авторів, дає можливість оцінити втрати енергії, спричинені опором кочення для різних типів шин та дорожніх покриттів. Це має ключове значення для визначення запасу ходу електромобілів, а також розрахунку загальної витрати палива для автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння. Проведений аналіз дасть змогу забезпечити введення точних вхідних параметрів

у математичні моделі руху транспортних засобів, що особливо актуально для вантажних та спеціальних автомобілів військового призначення та сприятиме підвищенню точності прогнозів щодо динаміки розгону, гальмування та максимальної швидкості транспортних засобів та реалізувати розробку практичних рекомендацій для водіїв стосовно оптимального тиску в шинах та вибору швидкостей руху, що дасть можливість ефективно зменшити вплив опору кочення.

Розглянувши запропоновані провідними фахівцями розробки колісних рушіїв, колективом авторів запропоновано нову конструкцію колісних рушіїв, якими можна обладнати автомобіль військового призначення [15]. В основу запропонованого колісного рушія автомобіля військового призначення, який дозволяє усунути недоліки,

розглянуті у табл. 1, 2. Поставлена задача може бути вирішена таким чином, що переміщення автомобіля буде включати передачу крутного моменту колісним рушієм та довантаження колісних рушіїв гравітаційною вагою, а зону кочення колісного рушія замінюють гнучким елементом, який буде підпружинений відносно маточини динамічною вагою. Динамічну вагу затискають між самим гнучким елементом та шиною колісного рушія з можливістю розтягу гнучкого елемента з зони плями контакту під дією динамічної ваги у напрямку, який протилежний руху автомобіля. Така технологія може бути використана на модернізованих колісних рушіях військового автомобіля КрАЗ-5322 [15] рис. 6.

На рис.6 показано військовий автомобіль з модернізованими колісними рушіями. Автомобіль містить: двигун 1, раму 2, до яких приєднано ведучі мости (на кресленні не показано) та колісні

рушії 3 та 4. До ведучих мостів карданною передачею 5 та 6 підводять крутний момент. На маточині 7 та 8 колісних рушіїв 3 та 4 закріплюють рухомі ваги 9, які підпружинюють пружинами 10, і які встановлюють на штоках 11 і утримують від зміщення по колу колодками 12. Рухомі ваги 9, у радіальному напрямку, затискають між шиною 13 та гнучким елементом 14.

При переміщенні автомобіля рухомі ваги 9 в зоні плями контакту тиснуть на штоки 11 та стискають пружини 10. Шина 13 та гнучкий елемент 14 деформуються, пляма контакту шини з опорною поверхнею збільшується і при вивільненні деформованої частини шини на маточину 7 та 8 діє додаткова реакція опорної поверхні R. Додаткова реакція опорної поверхні складеться з силою тяги, яка діє на рушії від трансмісії автомобіля. Тим самим підвищується можливість автомобіля до більш повної реалізації крутного моменту.

Список літератури:

1. Склярів М. В., Яковлев О. В., Бондар Є. В., Коломицев В. М., Кашканов В. А. Аналіз впливу на прохідність автобронетанкової техніки конструктивних факторів та методика її збільшення шляхом автоматичного регулювання тиску повітря в шинах коліс. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024. №19 (1). С. 150–156. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-150-156>.
2. Шаповалов О. І., Склярів, М. В. Математичне моделювання руху по деформованій опорній поверхні при зміні тиску в шинах коліс багатоцільового броньованого автомобіля на прикладі КрАЗ “УРАГАН”. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2021. №1(37), С. 78–88. <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2021/1/37/237881>.
3. Грубель М. Г., Крайник Л. В., Купріненко О. М. Методологія оцінки опорної прохідності колісної військової автомобільної техніки. *Озброєння та військова техніка*. 2019. №(4). С. 22–31.
4. Грубель, М. Г. Теоретичні основи моделювання взаємодії пневматичної шини автомобіля з бездоріжжям. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*. 2019. №(3). С. 112–121. <https://doi.org/10.30748/zhups.2019.61.14>.
5. Склярів М. В., Цебрюк І. В., Яковлев О. В., Бондар Є. В., Кашканов А. А. Математичне моделювання руху автобронетанкової техніки з колісною формулою 4×4 при зміні тиску в шинах коліс на прикладі КрАЗ-Спартан. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024. №19(1). С. 139–149. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-139-14916>.
6. Хітров І. О. Експлуатаційні властивості транспортних засобів. Навчальний посібник. Рівне : НУВГП, 2022. 176 с.
7. Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей. Лабораторний практикум. Вінниця : ВНТУ, 2017. 86 с.
8. Єфименко А. М. Поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор: дис.... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ. 2016. 168 с.
9. Lee J. Interfacial Forces between Tire and Snow under Different Snow Depths. SAE WorldCongress. 2006. № 1. P. 19. URL: <http://papers.sae.org/2006-01-0496/> (дата звернення: 24.11.2025).
10. SAE International Recommended Practice, Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance, SAE Standard J2452_201707, Revised July 2017, Issued June 1999. URL: https://doi.org/10.4271/J2452_201707.
11. Чабан С.Г. Конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування з дисципліни «Експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів». Одеса : ОНПУ, 2022. 186 с.
12. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис. докт. техн. наук. Харків, 2001. 312 с.

13. Петрик Ю.М., Петров Л. М., Котов Д.О., Шишкін Г.Б., Скремінський В.К., Ярошевський О.М. Спосіб покращення прохідності та підвищення керованості військового автомобіля за рахунок використання колісних дисків автоматичної змінної ширини. *Social Development and Security*. 2025. №15(3), 58–66. <https://doi.org/10.33445/sds.2025.15.3.7>

14. «Методика та обладнання для дослідження коефіцієнта опору кочення автомобільних шин» URL: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_vcheniy_secretar/АВТОМ_ТРАНСП/Авт_та_тракт_2020/Работы_студентов/Пневматична__shyna.pdf (дата звернення: 24.11.2025).

15. Спосіб переміщення автомобіля «Деформований рушій»: пат. 137113 Україна. №201901378; заявл. 11.02.2019; опубл. 10.10.2019, Бюл. № 19. 4 с.

Petrov L.M., Kotov D.O., Marchenko V.P., Yaroshevskiy O.M., Skreminskyi V.K. RESEARCH ON THE CONDITIONS FOR IMPROVING AND IMPLEMENTING OPERATIONAL REQUIREMENTS FOR MILITARY VEHICLES

Despite the considerable attention paid by scientists and researchers to studying the interaction of a moving wheel with a supporting surface, the theory of rolling of a deformed wheel has not been sufficiently studied and researched in the modern scientific community. This theoretical gap is significant because it complicates the creation of unified mathematical models capable of accurately predicting the dynamics of wheeled vehicles across the entire range of operating conditions. In our opinion, insufficient attention is currently being paid to a critically important physical aspect the study and modeling of the distribution of normal reactions in the contact patch. An inaccurate description of the contact patch leads to significant errors in the calculation of forces and energy losses. Correct determination of this asymmetric distribution is a determining factor, since it is the displacement of the resultant normal force relative to the geometric axis of the wheel that creates the rolling resistance moment.

Accordingly, research into the quantitative dependence of the rolling resistance coefficient on various factors is relevant today. This need is dictated not only by academic interest, but also by the need to improve the overall energy efficiency and fuel economy of vehicles. It has been established that the rolling resistance coefficient is influenced by a whole range of interrelated parameters, which can be classified into three main, but interrelated groups: design factors – covering the geometric and structural parameters of the tire that directly affect the shape of the deformation wave and its energy dissipation rate; technological factors – which are primary in terms of hysteresis losses; operational factors – these parameters reflect the conditions in which the wheel operates. Reducing rolling resistance is one of the key strategic directions for optimizing vehicles. A comprehensive solution to this problem is a necessary prerequisite for the further development of wheeled vehicle theory and effective engineering design.

Key words: *wheeled vehicle, military vehicle, rolling resistance coefficient, energy, gravitational force, maneuverability, cross-country ability, dynamic motion.*

Дата надходження статті: 21.11.2025

Дата прийняття статті: 09.12.2025

Опубліковано: 30.12.2025