

Мармут І.А.¹, Зуєв В.О.²¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРІВ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПО ВИБІГУ**

Контроль та діагностика технічного стану автомобілів є однією з найсуттєвіших проблем. Виконані у ХНАДУ численні дослідження підтверджують, що найточніше стан автомобіля характеризується параметром «витрата палива».

Багато факторів впливають на витрату палива, серед яких експлуатаційні та конструктивні. До останніх відносяться аеродинамічні властивості автомобіля та стан його ходової частини. Постійне вдосконалення автомобілів, особливо шин, змушує звертатися до експериментальної оцінки опорів руху автомобіля, тому дослідження методів і засобів такої оцінки є важливими й актуальними.

Зазвичай опір повітря автомобіля вважають пропорційним квадрату швидкості. Проте розбіжність між розрахованими та експериментальними кривими в області середніх і особливо високих швидкостей, де аеродинамічні сили стають визначальними, заохочує до більш детального вивчення цього питання.

Вважається, що коефіцієнт аеродинамічного опору C_x є постійною характеристикою певного автомобіля, яка залежить виключно від його конфігурації, положення в просторі (нахил, кліренс) і стану поверхонь. Змінність опору повітря слід пояснювати зміною коефіцієнта у формулі для розрахунку C_x . Опубліковані значення C_x визначаються за допомогою випробування в аеродинамічних трубах. Як відомо, опір повітря в трубі менше, ніж на дорозі на 5...10%. Тому для нормування діагностичних параметрів необхідно знати реальні значення C_x для конкретної моделі автомобіля.

Багато авторів проводили дослідження щодо кочення колеса по дорозі, але всі ці дослідження виконувалися з використанням старих моделей шин. На сьогоднішній день на легкових автомобілях використовуються виключно радіальні шини, для яких дослідження опору коченню по дорозі проводяться у дорожніх умовах.

У статті запропоновано вимірювати сповільнення вибігу автомобіля з двох швидкостей, скласти два рівняння (з урахуванням очікуваного впливу швидкості на опір коченню) та знайти опір коченню та опір повітря. Аналогічні розрахунки можна провести шляхом вибігу. Можна виконувати такі ж експерименти при різному завантаженні автомобіля, а при обробці результатів враховувати вплив завантаження на опір коченню та повітря.

Ключові слова: вибіг, сповільнення, шлях, опір коченню, опір повітря.

ВСТУП

Постійне вдосконалення автомобілів, зокрема шин, стимулює потребу повертатися до експериментального оцінювання опору руху автомобіля, тому вивчення методів і засобів такої оцінки є важливим і актуальним.

Всі опори руху автомобіля умовно можна розділити на дві групи: що залежать від навантаження на колесо (опір коченню, тертя в підшипниках колеса, опір, викликаний розвалом і сходженням, втрати в підвісі і т.п.) і що не залежать від нього (опір повітря, втрати холостого ходу у трансмісії, можливі затирання гальмівних накладок тощо).

Вважають, що найточніші вимірювання проводяться на лабораторних установках – роликівих стендах, в аеродинамічних трубах, але остаточне слово завжди залишається за дорожніми випробуваннями.

Суму опорів розраховують, перемножуючи виміряні значення прискорень у момент руху f на приведену масу автомобіля $\delta \cdot m$, де δ – коефіцієнт, що враховує обертові маси. Складніше розподілити загальну суму опорів на їх складові частини та отримати коефіцієнти аеродинамічного опору повітря C_x і опору коченню f .

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Методи визначення аеродинамічного опору автомобіля описані в джерелах [1, 2]. Інформація про опір коченню шин легкових автомобілів наведена у джерелах [3, 4]. Ці методи передбачають використання дорогого експериментального обладнання, такого як аеродинамічні труби і роликіві стенди. Методи визначення опору руху при гальмуванні автомобіля описані у джерелі [5]. Розглянемо деякі з цих методів, які можуть бути реалізовані без спеціального обладнання за допомогою зусиль користувача.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ця робота спрямована на поліпшення методів оцінки загального опору під час руху автомобіля з метою розподілу цього опору на дві складові: дорожній та аеродинамічний опору. Для досягнення

цієї мети були проведені дорожні випробування автомобіля Daewoo Lanos 1.5i MT SX, після чого були розраховані значення дорожнього та аеродинамічного опорів для цього автомобіля.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для вирішення практичних завдань, наприклад, розрахунку маршрутних норм витрати палива або нормативів часу розгону та вибігу, які можна застосовувати як діагностичні параметри, потрібно знати фактичний опір руху. Зазвичай коефіцієнти сумарного дорожнього опору ψ (на гладкій дорозі ψ практично збігається з коефіцієнтом опору кочення f) і аеродинамічного опору C_x знаходять по сповільненню вільного вибігу j_1 і j_2 у двох діапазонах швидкостей із середніми швидкостями V_1 і V_2 [6]. Рівняння балансу сил цих двох швидкостей:

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot \psi_1 + kF \cdot V_1^2 = m \cdot j_1; \\ m \cdot g \cdot \psi_2 + kF \cdot V_2^2 = m \cdot j_2, \end{cases} \quad (1)$$

де k – коефіцієнт обтічності $k = \rho \cdot C_x / 2$ (ρ – густина повітря, в середньому $\rho = 1,2$ кг/м³; тоді $k = 0,6 \cdot C_x$);

F – лобова площа автомобіля, м²;

m – маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння, 9,81 м/с².

При допущенні, що $\psi_1 = \psi_2$, після перетворень отримаємо

$$C_x = \frac{6m \cdot (j_1 - j_2)}{F \cdot (V_1^2 - V_2^2)}; \quad \psi = \frac{28,3 \cdot (j_1 \cdot V_1^2 - j_2 \cdot V_2^2)}{(V_1^2 - V_2^2) \cdot 10^3}. \quad (2)$$

(числові коефіцієнти отримані наступним чином: $6=3,6/0,6$; $28,3/10^3=1/3,6/9,81$; сповільнення виражені у несистемній одиниці «км/год/с»).

Метод рекомендований для швидкостей до 100 км/год – при припущенні, що у цих межах опір коченню незмінний. Але фактично навіть за таких швидкостей він змінюється цілком помітно (рис. 1) [6]: у наймасовіших шин SR і TR (для швидкостей до 180 і 190 км/год) – на 9...14%. Тому важливо позбавити цей метод зазначеного припущення і зробити придатним для реального діапазону швидкостей.

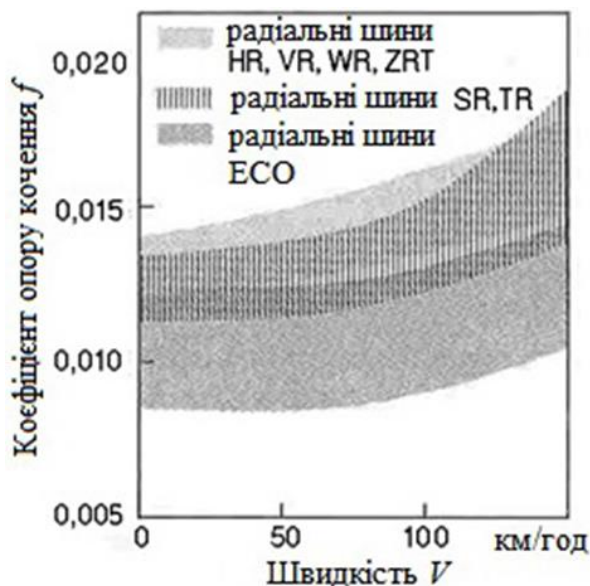


Рисунок 1 – Залежність опору коченню легкових радіальних шин від швидкості [6]

Тому пропонується вимірювати сповільнення вибігу на будь-яких потрібних швидкостях, а при обробці результатів враховувати вплив швидкості на f . Щоб оцінити цей вплив, виконано апроксимацію залежностей, представлених на рис. 1 та отримані вирази для верхньої та нижньої меж

і для середньої лінії поля значень f (табл. 1).

Таблиця 1 – Апроксимуючі вирази для залежностей коефіцієнта опору коченню f від швидкості

Шини HR – ZRT	верхня межа поля	$0,6762 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 1,5214 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,014010$
	середня лінія поля	$0,9619 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,6057 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,013261$
	нижня межа поля	$1,2476 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,3071 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,012510$
Шини SR, TR	верхня межа поля	$3,1124 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 1,2543 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,013601$
	середня лінія поля	$2,2571 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,8471 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,012467$
	нижня межа поля	$1,4019 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,4400 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,011334$
Шини ЕСО	верхня межа поля	$1,3562 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,7543 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,012484$
	середня лінія поля	$1,4552 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 0,9029 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,010526$
	нижня межа поля	$1,5543 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 - 1,0514 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,008569$

Можливу зміну f , а також і ψ при переході від меншої швидкості V_2 до більшої V_1 можна охарактеризувати коефіцієнтом K_V :

$$K_V = \frac{A \cdot V_1^2 - B \cdot V_1 + C}{A \cdot V_2^2 - B \cdot V_2 + C}; \quad \psi_1 = \psi_2 \cdot K_V. \quad (3)$$

Крім того, треба враховувати фактичну густину повітря

$$\rho = P/R \cdot T, \quad (4)$$

де P – атмосферний тиск, Па;

$R=287,14 \text{ м}^2/\text{с}^2 \cdot \text{К}$ – газова постійна для повітря;

T – температура, К.

Так, на території України протягом року температура може змінюватись від 238 до 313 К (від – 35 до +40°C), а тиск від 94660 до 105325 Па (від 710 до 790 мм рт. ст). Відповідно, густина повітря варіює в межах від 1,05 до 1,54 кг/м³ і розрахункове значення C_X зміниться в 1,5 рази.

Вплив приведених мас коліс $m_{\text{пр.к}}$ і трансмісії $m_{\text{пр.тр}}$, що збільшують приведену масу автомобіля при вибігу, враховує коефіцієнт

$$\beta = 1 + (m_{\text{пр.к}} + m_{\text{пр.тр}})/m. \quad (5)$$

З урахуванням всього сказаного система (1) набуває вигляду

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot \psi_2 \cdot K_V + kF \cdot V_1^2 = \beta \cdot m \cdot j_1; \\ m \cdot g \cdot \psi_2 + kF \cdot V_2^2 = \beta \cdot m \cdot j_2, \end{cases} \quad (6)$$

а формули для коефіцієнтів (після переведення сповільнень у системні одиниці, м/с²) змінюються таким чином:

$$C_X = \frac{2 \cdot \beta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_V)}{F \cdot \rho \cdot (V_1^2 - V_2^2 \cdot K_V)}; \quad \psi = \frac{\beta \cdot (j_1 \cdot V_1^2 - j_2 \cdot V_2^2)}{9,81 \cdot (V_1^2 - V_2^2 \cdot K_V)}. \quad (7)$$

Для перевірки запропонованого методу використано результати експерименту на автомобілі Daewoo Lanos 1.5i MT SX. Маса автомобіля з учасниками експерименту 1247 кг, приведена маса частин, що обертаються 56 кг. Шини Rosava БЦ-20 175/70R13 82Т (всесезонні). Лобова площа 1,74 м². Середні результати за чотирма вимірами показані в табл. 2, їх обробка – у табл. 3.

Таблиця 2 – Середній час вибігу автомобіля Daewoo Lanos 1.5i MT SX

Швидкість, км/год	120	100	80	60
Час, с	0	9,118	20,965	36,305

Таблиця 3 – Визначення опорів руху автомобіля Daewoo Lanos 1.5i MT SX відомим та пропонуваним методами

Діапазон швидкостей, км/год	120-100		80-60
Середня швидкість, км/год	$V_1 = 110$		$V_2 = 70$
Час вибігу, с	9,118		15,340
Сповільнення, м/с ²	$j_1 = 0,609294$		$j_2 = 0,362161$
Розрахунок відомим методом: $C_x = 0,55813$; $\psi = 0,019782$			
Розрахунок пропонуваним методом			
Коефіцієнт K_V	По верхній межі поля	По середній лінії поля	По нижній межі поля
	1,122	1,111	1,071
C_x	0,49489	0,50654	0,52020
ψ_2	0,021564	0,021203	0,020779
ψ_1	0,024195	0,023557	0,022543

Розраховані пропонуваним методом значення $C_x = 0,495 \dots 0,520$ (табл. 3) ближче до опублікованих значень 0,509...0,52 ніж значення 0,558, отримане відомим методом. Обидва методи дали близькі значення, що відповідають реальному стану недавно відремонтованої дороги, покриття якої ще не набуло нормальної гладкості.

Подібні результати отримані при обробці даних іншого експерименту на автомобілі Daewoo Lanos 1.5i MT SX на дорозі з гарним покриттям: $C_x = 0,507 \dots 0,523$ при $\psi = 0,0123 \dots 0,0125$ (вибіг від 100 до 40 км/год). Відомий метод при тих же експериментальних даних дає $C_x = 0,516$ і $\psi = 0,0115$, що підтверджує його прийнятність для швидкостей до 100 км/год.

Експерименти на автомобілі «М-412ІЕ» у діапазоні середніх швидкостей від 100 до 40 км/год також підтвердили придатність методу: $C_x = 0,552$ при $\psi = 0,0123 \dots 0,0125$. Це близько до отриманого в аеродинамічній трубі значення $C_x = 0,5$, наведеного до дорожніх умов множенням на коефіцієнт 1,05...1,1, як рекомендовано в [5].

У літературі часто публікують значення шляху вибігу S з різних швидкостей на динамометричній дорозі автополігону (зазвичай – від 160 до 80 км/год, від 130 до 80 і від 50 до повної зупинки). Запропонований метод дозволяє отримати за такими даними значення C_x та ψ . Для цього потрібно за заданими діапазонами швидкостей $V_1 - V_2$ (км/год) знайти середню швидкість V_{CP} , по ній розрахунковий час проходження цього діапазону t , а знаючи його – середнє сповільнення j . У першому наближенні $V_{CP} = (V_1 + V_2)/2$, проте фактично сповільнення у межах обраного діапазону непостійне, тому реальна середня швидкість виявляється дещо меншою:

$$V_{CP} = K_{CP} \cdot (V_1 + V_2)/2. \quad (8)$$

Значення понижуючого коефіцієнта K_{CP} , які визначені чисельними методами, наведено у табл.

4.

Таблиця 4 – Коефіцієнт K_{CP} визначення середньої швидкості в діапазоні $V_1 - V_2$

$V_1 - V_2$	160-130	130-80	160-80	80-50	50-0
K_{CP}	0,992	0,978	0,945	0,987	0,950

Методика подальших розрахунків очевидна:

$$t = S/V_{CP}, \quad j = (V_1 - V_2)/3,6 \cdot t. \quad (9)$$

Тепер, маючи значення швидкостей та сповільнень, можна вести розрахунки за формулами (7). Результати розрахунків наведені у табл. 5 разом із взятими з різних літературних джерел значеннями C_x , отриманими продуванням в аеродинамічних трубах або оголошеними виробником. Значення f розраховані шляхом вибігу. Усі вони лежать у реальних межах.

Таблиця 5 – Зіставлення значень C_x за літературними даними зі значеннями, розрахованими шляхом вибігу

Модель автомобіля	C_x за літературними даними	C_x за вибігом	Відношення C_x за вибігом до C_x за літературними даними	f
Audi A8	0,28	0,303	1,082	0,0174
BMW 320i	0,307	0,338	1,100	0,0155
Ford Mondeo	0,310	0,328 0,340	1,058 1,097	0,0122 0,0128
Lexus IS200	0,335	0,357	1,066	0,0166
Mercedes-Benz S500L	0,27 *	0,307	1,137	0,0187
Mitsubishi Lancer	0,368	0,386	1,049	0,0138
Nissan Almera	0,339	0,363	1,071	0,0135
Opel Astra хэтчбек	0,36 *	0,410	1,139	0,0153
Peugeot 307 хэтчбек	0,36	0,386	1,072	0,0147
Porsche 911 Carrera S	0,29	0,302	1,041	0,0140
Toyota Corolla	0,36	0,368 0,395	1,022 1,097	0,0138 0,0178
Toyota Yaris	0,379	0,405	1,079	0,0137
VW Golf	0,33 *	0,355	1,076	0,0103
VW Passat B6	0,27 *	0,285	1,056	0,0126

* оголошено виробником

Цікаві додаткові можливості відкриває метод дворазового вибігу при різному завантаженні автомобіля – більшому (індекс Б) та меншому (індекс М). Загалом він виходить з тієї ж математичної моделі, проте при розрахунках враховується вплив фактичного завантаження шин на коефіцієнт опору коченню (коефіцієнт K_H) і вплив кліренсу, що змінюється, і нахилу кузова на опір повітря (коефіцієнт E):

$$\psi = \frac{E \cdot m_B \cdot j_B - m_M \cdot j_M}{g \cdot (E \cdot m_B \cdot K_{H,B} - m_M \cdot K_{H,M})} \quad \text{та} \quad C_x = \frac{2 \cdot m_B \cdot m_M \cdot (j_B \cdot K_{H,M} - j_M \cdot K_{H,B})}{\rho \cdot F \cdot V^2 (m_M \cdot K_{H,M} - E \cdot m_B \cdot K_{H,B})} \quad (10)$$

Коефіцієнт K_H оцінюється за рекомендаціями [7]. Для легкових радіальних шин з металокордом при неповному навантаженні на шину коефіцієнт опору коченню f' менше, ніж коефіцієнт, що наводиться в літературі, при повному навантаженні f :

$$f' = f \cdot (1,3 - 0,3 \cdot G_{max} / G_{факт}) = f \cdot K_H \quad (11)$$

де G_{max} , $G_{факт}$ – відповідно максимально допустиме і фактичне навантаження на шину, кг (при текстильному корді коефіцієнти вираження у дужках відповідно 1,5 та 0,5; для деяких вантажних шин, за даними [5] – 1,2 та 0,2).

Вплив завантаження автомобіля на опір повітря можна оцінити за даними, наведеними в [8] – див. рис. 2.

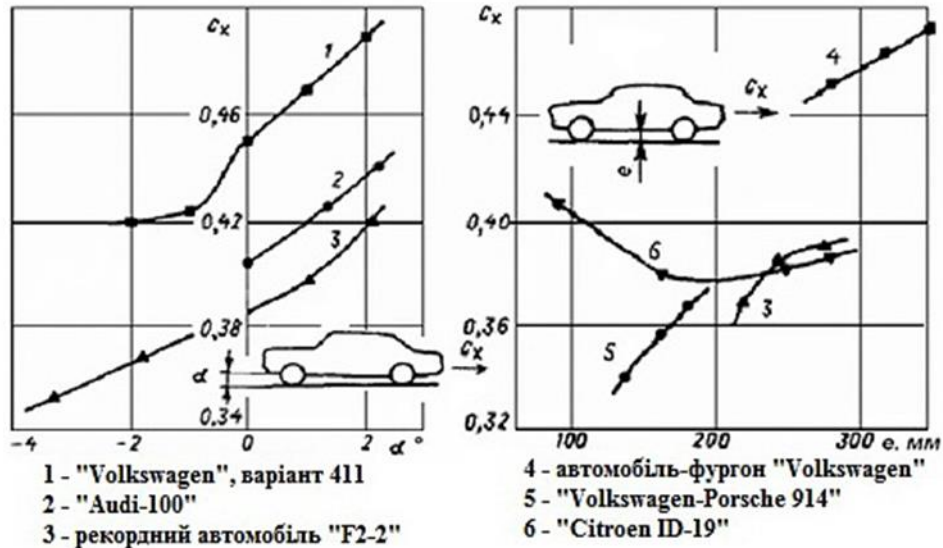


Рисунок 2 – Вплив кута нахилу кузова α та кліренсу автомобіля e на коефіцієнт аеродинамічного опору C_x [8]

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Метод дворазового вибігу перевірено також в експерименті на автомобілі М-2141 з шинами 175/80 R14, що допускають при тиску 0,2 МПа навантаження 485 кг, тобто. повну вагу автомобіля 1940 кг. Результати вимірювань та їх обробки наведено у табл. 6.

Таблиця 6 – Результати експерименту на автомобілі М-2141

Діапазон швидкостей, км/год	100-90	70-60
Вибіг із більшим навантаженням ($m_B = 1495$ кг):		
час, с	7,53	11,61
сповільнення, м/с ²	0,36889	0,23926
коефіцієнт зниження опору коченню		0,9107
кліренс по боковині кузова середній, мм		250
нахил кузова, градуси		0,64
коефіцієнт зниження опору повітря		1
Вибіг із меншим навантаженням ($m_M = 1220$ кг):		
час, с	7,05	11,19
сповільнення, м/с ²	0,39401	0,24824
коефіцієнт зниження опору коченню		0,8229
кліренс по боковині кузова середній, мм		270
нахил кузова, градуси		1,27
коефіцієнт зниження опору повітря		0,94
ψ	0,013939	0,012336
C_x	0,452002	0,509871
Середнє значення C_x	0,480936	

У автомобіля М-2141 $C_x = 0,44$ [5], тобто у дорожніх умовах – 0,462...0,484; отримане у процесі експерименту середнє значення вкладається у ці межі.

ВИСНОВКИ

1. Запропоновані методи визначення опорів руху автомобіля по вибігу дозволяють використовувати дані, отримані на швидкостях вище 100 км/год, і дають значення C_x , що добре узгоджуються з результатами продування у аеродинамічній трубі. Розрахункові значення f також

цілком реальні.

2. Очікується, що подальший розвиток описаних методів дозволить отримувати надійні значення C_x і f методом вибігу на дорозі, без складного обладнання – аеродинамічних труб та шинних стендів з біговими барабанами великого діаметру.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Aerodynamics of Road Vehicles. Thomas Schuetz. SAE International, 2016, ISBN: 0768079772, 9780768079777, 1289 Pages.
2. Modifying the Aerodynamics of Your Road Car. Julian Edgar, Richard H. Barnard. Veloce Publishing, 2019, ISBN: 9781787112834, 248 Pages.
3. Characterization of the Rolling Resistance of Aftermarket Passenger Car Tires – Scholar's Choice Edition. U S Environmental Protection Agency. Creative Media Partners, LLC, 2015, ISBN: 1297045653, 9781297045653, 64 Pages.
4. NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 2 – Effects of Tire Rolling Resistance Levels on Traction, Treadwear, and Vehicle Fuel Economy. Larry R. Evans, James D. MacIsaac Jr., John R. Harris and other. National Highway Traffic Safety Administration, Vehicle Research and Test Center, 2009, 153 Pages.
5. Дорожнє діагностування легкових автомобілів: монографія / Е.Х. Рабінович, В.П. Волков та ін. Харків: ХНАДУ, 2018. 279 с.
6. Kraftfahrtechnisches Taschenbuch von Robert Bosch GmbH. Verlag: Springer-Verlag GmbH. Gebundene Ausgabe ISBN: 978-3-658-36386-4. Auflage: 30. Auflage 2022.
7. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / Reimpell J., Stoll H., Betzler J. Translated from the German. Second English Edition. – Butterworth-Heinemann, 2001. Woburn MA (USA). 444 p.
8. Aerodynamik des Automobils eine Brücke von der Strömungsmechanik zur Fahrzeugtechnik / hrsg von Wolf-Heinrich Hucho Autoren Syed R Ahmed - 3, grundlegend neu bearb und erw Aufl - Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Tokio, Springer, 1998. ISBN 978-3-642-63397-3. DOI 10.1007/978-3-642-57903-5.

REFERENCES

1. Aerodynamics of Road Vehicles. Thomas Schuetz. SAE International, 2016, ISBN: 0768079772, 9780768079777, 1289 Pages.
2. Modifying the Aerodynamics of Your Road Car. Julian Edgar, Richard H. Barnard. Veloce Publishing, 2019, ISBN: 9781787112834, 248 Pages.
3. Characterization of the Rolling Resistance of Aftermarket Passenger Car Tires – Scholar's Choice Edition. U S Environmental Protection Agency. Creative Media Partners, LLC, 2015, ISBN: 1297045653, 9781297045653, 64 Pages.
4. NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 2 – Effects of Tire Rolling Resistance Levels on Traction, Treadwear, and Vehicle Fuel Economy. Larry R. Evans, James D. MacIsaac Jr., John R. Harris and other. National Highway Traffic Safety Administration, Vehicle Research and Test Center, 2009, 153 Pages.
5. Rabinovich E.H., Volkov V.P., Belogurov E.O., Dityat'ev O.V., Zuiev V.O., Zybcev YU.V., et al. (2018). *Dorozhnye diahnostuvannya lehkovykh avtomobiliv [Road diagnostics of passenger cars]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].
6. Kraftfahrtechnisches Taschenbuch von Robert Bosch GmbH. Verlag: Springer-Verlag GmbH. Gebundene Ausgabe ISBN: 978-3-658-36386-4. Auflage: 30. Auflage 2022.
7. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / Reimpell J., Stoll H., Betzler J. Translated from the German. Second English Edition. – Butterworth-Heinemann, 2001. Woburn MA (USA). 444 p.
8. Aerodynamik des Automobils eine Brücke von der Strömungsmechanik zur Fahrzeugtechnik / hrsg von Wolf-Heinrich Hucho Autoren Syed R Ahmed - 3, grundlegend neu bearb und erw Aufl - Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Tokio, Springer, 1998. ISBN 978-3-642-63397-3. DOI 10.1007/978-3-642-57903-5.

I. Marmut, V. Zuiev. The method of determining the resistance to the traffic of a vehicle on a run.

Control and diagnosis of the technical condition of cars is one of the most important problems. Numerous studies carried out at the KhNADU confirm that the condition of the car is most accurately characterized by the "fuel consumption" parameter.

Many factors affect fuel consumption, including operational and structural factors. The latter include the aerodynamic properties of the car and the condition of its undercarriage. The constant improvement of cars, especially tires, forces us to turn to the experimental evaluation of vehicle movement resistance, therefore, the research of methods and means of such evaluation is important and relevant.

Air resistance of a car is usually considered to be proportional to the square of the speed. However, the discrepancy between the calculated and experimental curves in the region of medium and especially high speeds, where aerodynamic forces become decisive, encourages a more detailed study of this issue.

It is believed that the coefficient of aerodynamic drag C_X is a constant characteristic of a certain car, which depends exclusively on its configuration, position in space (inclination, clearance) and the condition of the surfaces. The change in air resistance should be explained by the change in the coefficient in the formula for calculating C_X . Published values of C_X are determined by wind tunnel testing. As you know, the air resistance in the pipe is less than on the road by 5...10%. Therefore, in order to normalize the diagnostic parameters, it is necessary to know the real values of C_X for a specific car model.

Many authors have conducted research on wheel rolling on the road, but all these studies were performed using old tire models. To date, only radial tires are used on passenger cars, for which rolling resistance studies are carried out under road conditions.

The article proposes to measure the deceleration of the car from two speeds, to make two equations (taking into account the expected influence of the speed on the rolling resistance) and to find the rolling resistance and the air resistance. Similar calculations can be carried out by coasting. It is possible to perform the same experiments with different loading of the car, and when processing the results, take into account the effect of loading on rolling resistance and air.

Keywords: coasting, deceleration, path, rolling resistance, air resistance.

МАРМУТ Ігор Арнольдович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: mia2005.62@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

ЗУЄВ Володимир Олександрович, голова циклової комісії, викладач спеціальних дисциплін, Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола, м. Тернопіль, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

Ihor MARMUT, Ph. D. in Engineering, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars Department named after Prof. Govorushchenko M.Ya., Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: mia2005.62@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

Volodymyr ZUIEV, Chairman of the Cycle Committee, Teacher of Special Disciplines, Vyacheslav Chornovol Halych Vocational College, Ternopil, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

DOI 10.36910/automash.v1i22.1366