



Р. С. Шевчук¹, О. М. Сукач², О. С. Миронюк¹, В. В. Шевчук²

¹Львівський національний університет природокористування, м. Львів, Україна
²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, м. Львів, Україна

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-0173-6454> – Р. С. Шевчук

<https://orcid.org/0000-0003-0867-335X> – О. М. Сукач

<https://orcid.org/0000-0001-8997-6509> – О. С. Миронюк

<https://orcid.org/0000-0002-8260-2165> – В. В. Шевчук



19oleg85@ukr.net

ОБҐРУНТУВАННЯ ТА АПРОБАЦІЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВО-ЗЧІПНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ

Проблема. Опір коченню автомобілів визначається втратами енергії в колісному рушії, зокрема в шинах коліс, а також втратами на деформацію опорної поверхні, які сумарно характеризуються коефіцієнтом опору коченню f . На малій швидкості руху автомобілів, що не перевищує 10–15 км/год, цей коефіцієнт позначається f_0 . Теоретичне визначення коефіцієнта опору коченню є складним й дає змогу отримати наближені результати, які потребують експериментального уточнення.

Для визначення тягово-зчіпних показників автомобілів, зокрема коефіцієнтів опору коченню і зчеплення автомобілів, широко використовується спосіб буксирування, який може реалізуватись доволі простим пристроєм, оснащеним горизонтально розташованим динамометром та гнучким буксирним пасом. Вказаний пристрій характеризується великою похибкою визначення середнього зусилля буксирування, яка зумовлена мінливістю взаємодії колісних рушіїв з опорною поверхнею і, відповідно – низькою точністю визначення способом буксируванням як коефіцієнта зчеплення з опорною поверхнею, так і інших тягово-зчіпних показників, зокрема коефіцієнта опору коченню.

Низька точність визначення тягово-зчіпних показників зумовлена широким рядом чинників. Найбільший вплив на точність вимірювання мають умови проведення досліджень: мікропрофіль й ухил дорожнього покриття, а також рівномірність руху трактора-тягача, що здійснює буксирування. Наступна група чинників зумовлена технологічними параметрами вимірювального пристрою, а також точністю й частотою фіксації даних динамометром. Інша група чинників – це похибки, що виникають через неточності дій чи особисті якості оператора.

Мета. Відповідно до означеної проблеми запропоновано розробити методику автоматизованого визначення зусилля буксирування за допомогою тягового пристрою з використанням програмного модуля, що нівелює значну кількість похибок, притаманних візуальному спостереженню під час проведення експериментів. Здійснити модернізацію тягового пристрою та розробити програмний модуль, який забезпечує зміну дискретності вимірювання зусилля буксирування, відповідно до заданого оператором раціонального інтервалу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для визначення параметрів взаємодії рушіїв з опорною поверхнею використовують різноманітні методи та обладнання [1, 2]. Станом на сьогодні існує декілька способів визначення коефіцієнтів опору коченню та зчеплення колісних рушіїв з дорогою [3, 4]. Їх умовно можна розділити таким чином: метод буксирування, вибіг автомобіля та застосування спеціального лабораторного обладнання (бігових барабанів тощо). Для визначення опору коченню шин розроблені стандарти [5, 6], у яких рекомендовано використовувати метод вибігу на спеціалізованих бігових барабанах, що забезпечує належну точність та відтворюваність досліджень. Однак, цей спосіб є малоінформативним у випадку випробування автомобілів в реальних експлуатаційних умовах на різноманітних дорожніх покриттях. Для цього більш доцільно застосовувати спосіб буксирування, що забезпечує належну ефективність експериментального визначення з коефіцієнта опору коченню та зчеплення колісних рушіїв автомобілів [6–9].

Спосіб буксирування, як правило, реалізується доволі простим пристроєм – динамометром, який з'єднаний горизонтальним гнучким буксирним пасом з тягачем та досліджуванним автомобілем [7]. В такому випадку вимірюване динамометром зусилля буксирування містить дві змінні складові. Перша складова зусилля буксирування зумовлена взаємодією рушіїв мобільного засобу з мікропрофілем опорної поверхні. Розмах коливань цієї складової незначний і за її середнім значенням можна з високою точністю визначити тягово-зчіпні показники

автомобіля. Хоч розмах коливань першої складової незначний, та він достатній для збурення вертикальних коливань горизонтально натягнутого гнучкого буксирного паса з динамометром певної маси [10]. В результаті таких вертикальних коливань виникає небажана друга складова зусилля буксирування, яка доповнює першу, зумовлену взаємодією рушія з опорною поверхнею. Вказані складові виокремити важко, а в разі їх спільного врахування середнє значення зусилля буксирування визначається з великою похибкою.

Інший суттєвий недолік способу буксирування викликаний силою інерції, що діє під час буксирування досліджуваного автомобіля. Вимірюване динамометром зусилля буксирування тягачем досліджуваного автомобіля також доповнюється небажаною силою інерції, яка доповнює першу, зменшуючи при цьому точність визначення зусилля буксирування [11].

Таким чином, послідовне усунення небажаних складових та похибок під час визначення зусилля буксирування, що не визначається лише взаємодією колісних рушіїв з мікропрофілем опорної поверхні, забезпечить обґрунтування та апробацію ефективної методики визначення тягово-зчіпних показників автомобілів.

Методи та результати дослідження. У роботі використано теоретичні методи з метою обґрунтування динамічних та кінематичних параметрів взаємодії колеса з поверхнею дороги. Для підтвердження достовірності теоретичних припущень визначено цілі експериментальних досліджень та вимірювань.

Визначено коефіцієнти опору коченню та зчеплення колісних рушіїв для різних типів опорних поверхонь. Встановлено, що для сухої асфальтованої дороги значення φ_i перебуває в межах 0,6913...0,71624 з середнім значенням 0,698. Для сухої ґрунтової дороги значення φ_i є в межах 0,5753...0,6144 з середнім значенням 0,595. Для сухої гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3754...0,4451 з середнім значенням 0,408. Найменші значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3767 з середнім значенням 0,358.

Висновки. Стандартний тяговий пристрій для визначення тягово-зчіпних властивостей автомобілів характеризується значним елементарним інтервалом вимірювання Δt_{di} , який обмежений можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Значний елементарний інтервал Δt_{di} спричиняє низьку точність визначення зусилля буксирування й відповідно середнього значення сили, коефіцієнта опору коченню та зчеплення. Це зумовлено зміною показів динамометра зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальний спосіб спостереження під час досліджень вкрай неточний.

Розроблено методику та програмний комплекс для підвищення точності визначення зусилля буксирування автомобілів, яка забезпечується зменшенням елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання. Запропонований програмний модуль приєднується до силової тензоланки електронного динамометра. Модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналогово-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною підключення зовнішніх пристроїв інтерфейсу виводу даних. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації – карту пам'яті чи персональний комп'ютер.

Ключові слова: тяговий пристрій, коефіцієнт опору коченню, коефіцієнт зчеплення коліс, програмний модуль.

R. S. Shevchuk¹, O. M. Sukach², O. S. Myronyuk¹, V. V. Shevchuk²

¹Lviv National Environmental University, Lviv, Ukraine

²Lviv State University of Life Safety, Lviv, Ukraine

JUSTIFICATION AND APPROVAL THE METHOD OF DETERMINATION TRACTION AND GRIP INDICATORS OF CARS

Introduction. The rolling resistance of cars is determined by energy losses in the wheel drive, in particular in the tyres of the wheels, as well as losses due to the deformation of the supporting surface, which are collectively characterized by the coefficient of rolling resistance f . At a low speed of movement of cars, which does not exceed 10 - 15 km/h, this coefficient is denoted by f_0 . The theoretical determination of the rolling resistance coefficient is difficult and allows for obtaining approximate results that require experimental clarification.

To determine the traction and grip indicators of cars, in particular the coefficients of rolling resistance and grip of cars, the towing method is widely used, which can be implemented with a fairly simple device equipped with a horizontally located dynamometer and a flexible towing belt. This device is characterized by inaccuracy in the determination of the average towing force, which is due to the variability of the interaction of the wheel drives with the support surface and, accordingly, the low accuracy of determination by the towing method of both the coefficient of grip with the support surface and other traction and grip indicators, in particular the coefficient of rolling resistance.

The low accuracy of determination of traction and grip indicators is due to a wide range of factors. The conditions of conducting research have the greatest influence on the accuracy of the measurement: the micro profile and slope of the road surface, as well as the smoothness of the movement of the tractor and the towing tractor. The next group of factors is determined by the technological parameters of the measuring device, as well as the accuracy and frequency of data fixation by the dynamometer. Another group of factors arises from inaccuracies of actions or personal qualities of the operator.

Purpose. By the stated problem, it is proposed to develop a method of automated determination of the towing force using a towing device using a software module that eliminates a significant number of inaccuracies that are inherent in visual observation during experiments. Modernize the traction device and develop a software module that

provides a change in the discreteness of the measurement of the towing force according to the rational interval set by the operator.

Results. Theoretical methods are used in the work to substantiate the dynamic and kinematic parameters of the interaction of the wheel with the road surface. To confirm the validity of theoretical assumptions, the goals of experimental research and measurements are defined.

The coefficients of rolling resistance and grip of wheel drives for different types of bearing surfaces are determined. It was found that for a dry asphalt road, the value of φ_i is within 0,6913...0,71624 with an average value of 0,698. For a dry dirt road, the value of φ_i is within 0,5753...0,6144 with an average value of 0,595. For a dry gravel section of the road, the values range from 0,3754 to 0,4451 with an average value of 0,408. The smallest values of φ_i were obtained for a wet dirt road – 0,3275...0,3767 with an average value of 0,358.

Conclusion. The standard traction device for determining the traction and grip properties of mobile energy vehicles is characterized by a significant elementary measurement interval Δt_{di} , which is limited by the ability of a person to visually observe and record the current readings of the dynamometer. A significant elementary interval Δt_{di} causes a low accuracy in determining the towing force and, accordingly, the average value of the force, the coefficient of rolling resistance and adhesion. This is due to the change in the readings of the dynamometer at a significant speed due to the variability of the micro-profile of the road. Therefore, the visual method of observation during research is extremely inaccurate.

A methodology and software package has been developed to increase the accuracy of determining the towing effort of mobile energy vehicles, which is ensured by reducing the elementary interval of recording measurement values. The proposed software module is connected to the power tension link of the electronic dynamometer. The module is presented in the form of a microcircuit with an analog-to-digital converter, which is connected through a microcontroller with a bus for connecting external devices and a data output interface. This architecture of the module ensures the transfer of data to an electronic data carrier, a memory card or a personal computer.

Keywords: towing device, rolling resistance coefficient, coefficient grip of wheel, software module.

Вступ. Опір коченню автомобілів визначається втратами енергії в колісному рушії, зокрема в шинах коліс, а також втратами на деформацію опорної поверхні, які сумарно характеризуються коефіцієнтом опору коченню f [1, 2]. Цей коефіцієнт визначається на малій швидкості руху автомобілів, що не перевищує 10–15 км/год та позначається f_0 . Теоретичне визначення коефіцієнта опору коченню громіздке і дає змогу отримувати наближені результати, які потребують експериментального уточнення [3-6].

Для експериментального визначення з достатньою точністю коефіцієнта опору коченню f_0 автомобілів на різних опорних поверхнях широко використовується спосіб буксирування, який може реалізовуватись доволі простим пристроєм [7]. Цей пристрій містить електронний динамометр, з'єднаний з горизонтальним гнучким буксирним пасом, одна ділянка якого горизонтально натягнута між причіпним механізмом трактора-тягача та електронним динамометром, а друга – між динамометром та точкою приєднання досліджуваного автомобіля. За показами динамометра реєструється зусилля буксирування автомобіля з постійною

невеликою швидкістю до 6 км/год, і на підставі зареєстрованого зусилля розраховується коефіцієнт опору коченню.

Вказаний пристрій характеризується низькою точністю вимірювання зусилля буксирування, яке повинно визначатись лише взаємодією коліс автомобіля з опорною поверхнею. Низька точність вимірювань спричинена вертикальними коливаннями горизонтального буксирного паса з динамометром, внаслідок чого зусилля буксирування зумовлене не лише взаємодією коліс з опорною поверхнею, а істотно змінюється коливними навантаженнями та доповнюється неточністю дій оператора під час вимірювань.

Методи дослідження. Під час буксирування автомобіля (рис. 1) на експериментальній горизонтальній ділянці з постійною невеликою швидкістю V передні й задні колеса радіусом r_k обертаються навколо осей O_1 і O_2 у веденому режимі [8]. Перпендикулярно до опорної поверхні, тобто – експериментальної ділянки, діє сила тяжіння автомобіля G_a . Паралельно до цієї поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{скбф}$, яке передається буксирним пасом.

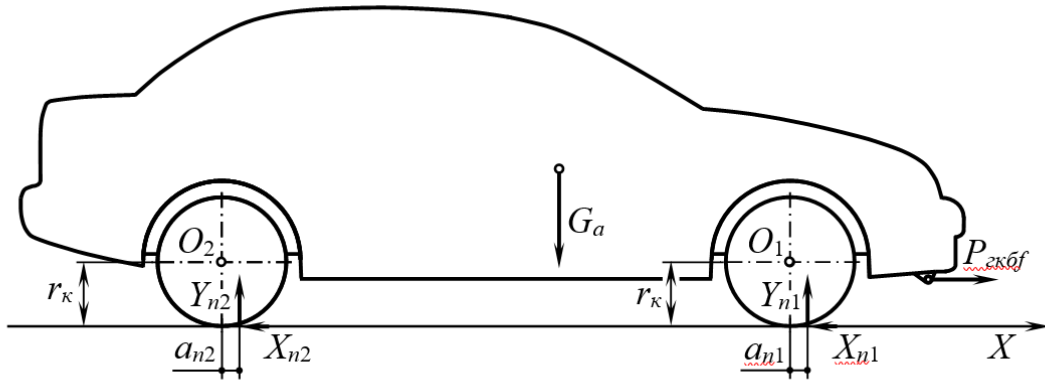


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на автомобіль з розгальмованими колесами під час буксирування

В зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, зміщені від осей обертання O_1, O_2 в напрямі руху на відстанях відповідно a_{n1} й a_{n2} . Також в зонах контакту [8] виникають дотичні повздовжні реакції передніх X_{n1} і задніх X_{n2} коліс, які спрямовані протилежно до напрямку руху й зміщені від осей O_1, O_2 на величину динамічного радіуса коліс r_k .

Відзначимо вісь X , яка збіжна з опорною поверхнею та спрямована за напрямом руху, і запишемо рівняння суми проекцій на цю вісь сил, що діють на автомобіль під час буксирування з постійною невеликою швидкістю:

$$\sum X = P_{zkbfi} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (1)$$

Знехтувавши моментами опору обертанню передніх коліс $M_{r1} = 0$ і задніх $-M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря їх обертанню, запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 передніх коліс:

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_k = 0, \quad (2)$$

звідки: $X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_k} Y_{n1}$.

Введемо позначення: $\frac{a_{n1}}{r_k} = f_{0n1}$;

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1}; \quad a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс;

P_{fn1}, M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_k}. \quad (3)$$

Рівняння суми моментів сил відносно осі O_2 задніх коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} - X_{n2} r_k = 0, \quad (4)$$

звідки визначимо: $X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_k} Y_{n2}$.

Введемо позначення: $\frac{a_{n2}}{r_k} = f_{0n2}$;

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2}; \quad a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх коліс;

P_{fn2}, M_{fn2} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2} = \frac{M_{fn2}}{r_k}. \quad (5)$$

Підставивши співвідношення (3) і (5) в рівняння (1), отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} = P_{zkbfi}. \quad (6)$$

Позначимо: $P_{fn1} + P_{fn2} = P_f$; $f_{0n1} = f_{0n2} = f_0$, де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого f_0 .

Після підстановки цих позначень в рівняння (6) отримаємо: $P_f = f_0 (Y_{n1} + Y_{n2}) = P_{zkbfi}$.

Оскільки $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку:

$$P_f = f_0 G_a = P_{zkbfi}, \quad (7)$$

звідки:

$$f_0 = \frac{P_f}{G_a} = \frac{P_{zkbfi}}{G_a}. \quad (8)$$

На підставі зареєстрованих значень зусилля буксирування P_{zkbfi} (Н) розраховується ряд значень коефіцієнта опору коченню f_{0i} :

$$f_{0i} = \frac{P_{fi}}{G_a} = \frac{P_{zkbfi}}{G_a}, \quad (9)$$

де P_{fi} – значення сили опору коченню (Н), які дорівнюють $P_{екбfi}$;

i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування, становить $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – число повторностей);

G_a – сила тяжіння автомобіля, Н.

Під коефіцієнтом зчеплення ϕ автомобілів розуміють коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею їх рушіїв, від якого залежать тягово-швидкісні й гальмівні властивості автомобілів, керованість, прохідність та стійкість проти сповзання на схилах. Якщо колеса навантажуються лише у поздовжньо-вертикальній площині, а поперечні навантаження відсутні, коефіцієнт ϕ відповідає поздовжньому зчепленню коліс.

Коефіцієнт зчеплення ϕ визначається переважно експериментально способом ковзання окремого колеса чи способом буксирування автомобіля із загальмованими ковзними колесами. На цей коефіцієнт впливають такі експлуатаційні фактори: тип і стан дороги; швидкість руху; рисунок та знос протектора; тиск повітря в шинах; нормальне навантаження на колеса.

Від типу дороги залежать площа зони контакту колеса з опорною поверхнею та контактні питомі навантаження. На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення залежить від шорсткості й вологості опорної поверхні, наявності пилу і бруду. Якщо дорога мокра, на частину зони контакту діє підйомна гідродинамічна сила і ця частина перестає взаємодіяти з дорогою. Поява підйомної сили спричиняє істотне зменшення коефіцієнта зчеплення ϕ відповідно збільшенню товщини водяної плівки. Шар вологого бруду на дорозі має щільність, вищу від води, тому додатково збільшується підйомна гідродинамічна сила й зменшується коефіцієнт зчеплення.

Швидкість руху автомобіля впливає на взаємодію коліс з виступами і впадинами поверхні дороги. З підвищенням швидкості на сухій поверхні гума протектора не встигає формувати контакт з впадинами. В результаті зменшуються площа зони контакту та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. На мокрих дорогах підйомна гідродинамічна сила коліс пропорційна квадрату швидкості руху, із збільшенням якої також зменшуються площа контакту та коефіцієнт зчеплення. Крім цього, якщо збільшуються швидкість та знос протектора, погіршується

відведення вологи через канавки рисунка протектора і зменшується коефіцієнт зчеплення.

Збільшення тиску повітря в шинах, а також нормальних навантажень коліс зумовлює на сухих дорогах з твердим покриттям деяке зменшення коефіцієнта зчеплення, що пояснюється зниженням тертя гуми в разі підвищення питомих навантажень. А на вологих забруднених дорогах вказані збільшення тиску і нормальних навантажень мають зворотний ефект. Тобто, коефіцієнт зчеплення збільшується, оскільки підвищені питомі навантаження сприяють витисканню вологи і бруду.

На зчеплення автомобільних коліс найбільше впливають їх діаметр й рисунок протектора. Якщо радіальна деформація шин постійна, то із зростанням діаметра коліс дещо збільшується коефіцієнт зчеплення на дорогах з твердим покриттям внаслідок збільшення зони контакту з опорною поверхнею.

Рисунки протекторів коліс оцінюються за насиченістю, під якою розуміють відношення площі контакту виступів протектора до загальної контактної площі. З підвищенням насиченості рисунка поліпшується зчеплення коліс на сухих дорогах з твердим покриттям. На мокрих забруднених дорогах коефіцієнт зчеплення підвищується, якщо рисунок протектора сприяє відведенню вологи та бруду із зони контакту.

Коефіцієнт зчеплення ϕ може визначатись способом буксирування, аналогічно як і коефіцієнт опору кочення. Буксирування відбувається з невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами, використовуючи розроблений пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів [10].

Під час буксирування досліджуваного автомобіля (рис. 2) на експериментальній горизонтальній ділянці дороги передні колеса обертаються навколо осі O_1 у веденому режимі, а задні – гранично загальмовані моментом $M_{\text{emax}2}$ й не обертаються навколо осі O_2 , а ковзають. Сила тяжіння автомобіля G_a діє перпендикулярно до опорної поверхні, тобто експериментальної ділянки. Паралельно до цієї поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{екб\phi}$ автомобіля, яке передається пасом розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників [11].

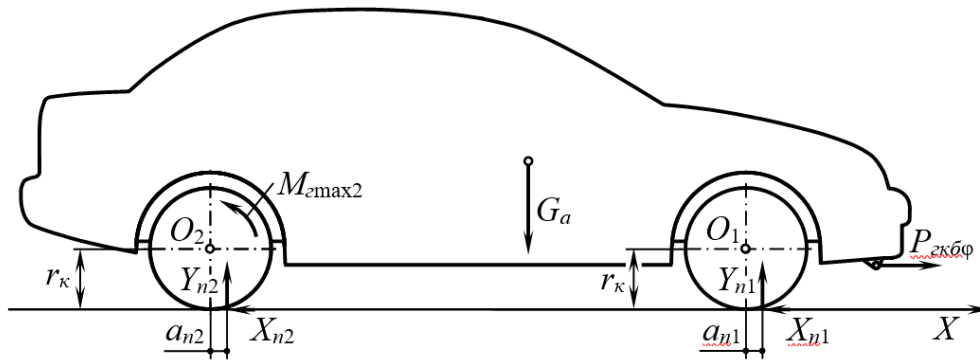


Рисунок 2 – Схема сил і моментів, що діють на автомобіль із задніми загальмованими ковзними колесами під час буксирування

В зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, реакції зміщені від осей O_1 , O_2 в напрямі буксирування на відстані відповідно a_{n1} , a_{n2} . Також в зонах контакту прикладаються дотичні повздовжні реакції на передні X_{n1} колеса й загальмовані ковзні задні – X_{n2} . Дотичні реакції спрямовані протилежно до напрямку буксирування й зміщені від осей O_1 , O_2 на величину динамічного радіуса r_k коліс.

Відзначимо збіжну з опорною поверхнею вісь X , яка спрямована за напрямом буксирування, і запишемо рівняння суми проєкцій на цю вісь сил, що діють під час буксирування з постійною невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами:

$$\sum X = P_{зкбф} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (10)$$

Знехтувавши моментами опору обертанню передніх коліс $M_{r1} = 0$ та задніх – $M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря обертанню, запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 :

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_k = 0, \quad (11)$$

звідки: $X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_k} Y_{n1}$.

Введемо позначення: $\frac{a_{n1}}{r_k} = f_{0n1}$;

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1}; \quad a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс;

P_{fn1}, M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_k}. \quad (12)$$

Рівняння суми моментів сил [6] відносно осі O_2 задніх загальмованих ковзних коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} + M_{emax2} - X_{n2} r_k = 0, \quad (13)$$

звідки: $X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_k} Y_{n2} + \frac{M_{emax2}}{r_k}$.

Введемо позначення: $\frac{a_{n2}}{r_k} = f_{0n2}$;

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2}; \quad a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2}; \quad \frac{M_{emax2}}{r_k} = P_{\phi n2} = \phi Y_{n2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх загальмованих ковзних коліс;

P_{fn2}, M_{fn2} – сила і момент опору коченню цих коліс;

$P_{\phi n2}$ – сила зчеплення загальмованих ковзних коліс з опорною поверхнею; ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Тоді:

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} + \phi Y_{n2} = P_{fn2} + P_{\phi n2}. \quad (14)$$

Підставивши співвідношення (12) і (14) в рівняння (10), отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} + P_{\phi n2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} + \phi Y_{n2} = P_{зкбф} \quad (15)$$

Позначимо: $P_{fn1} + P_{fn2} = P_f$; $f_{0n1} = f_{0n2} = f_0$,

де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого – f_0 .

Після підстановки цих позначень в рівняння (15):

$$P_f + P_{\phi n2} = f_0 (Y_{n1} + Y_{n2}) + \phi Y_{n2} = P_{зкбф}. \quad (16)$$

Нормальна реакція опорної поверхні на задні загальмовані колеса автомобіля $Y_{n2} = G_{a2}$, де G_{a2} – частина сили тяжіння автомобіля, що припадає на ці колеса і встановлюється зважуванням задньої осі. Сума нормальних реакцій $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку:

$$f_0 G_a + \phi G_{a2} = P_{зкбф}, \quad (17)$$

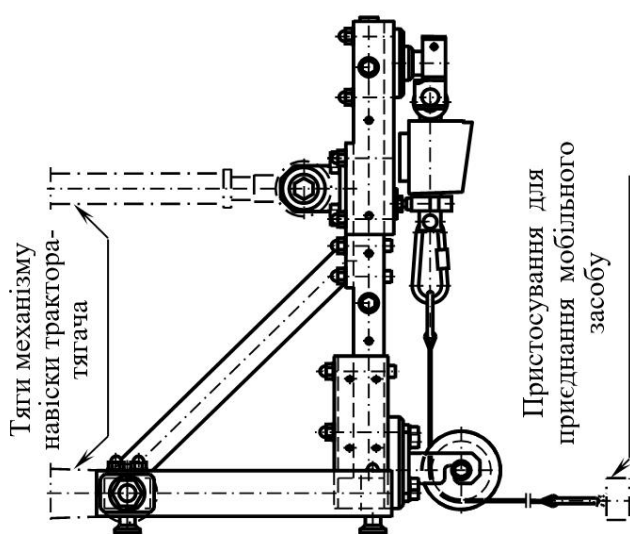
звідки:

$$\varphi = \frac{P_{\text{екб}\varphi} - f_0 G_a}{G_{a2}} \quad (18)$$

Результати дослідження.

Під час визначення коефіцієнта зчеплення

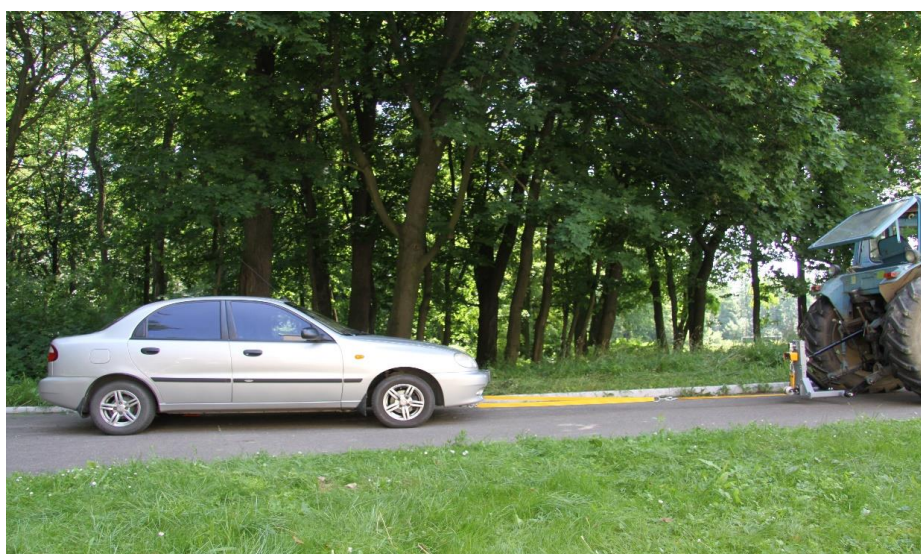
встановлюється значення зусилля буксирування за допомогою електронного динамометра розробленого пристрою [9] для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів (рис. 3 а, б).



а)



б)



в)

Рисунок 3 – Визначення зусилля буксирування автомобіля за допомогою пристрою для визначення тягово-зчіпних показників

Під час випробування (рис. 3 в) трактор-тягач починає рух з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, зрушує з місця і буксирує приєднаний автомобіль. За показами динамометра реєструються поточні значення $P_{\text{екб}\varphi_i}$ (Н) зусилля буксирування на початку ковзання задніх загальмованих коліс, а на підставі цього зусилля розраховується ряд значень φ_i коефіцієнта зчеплення:

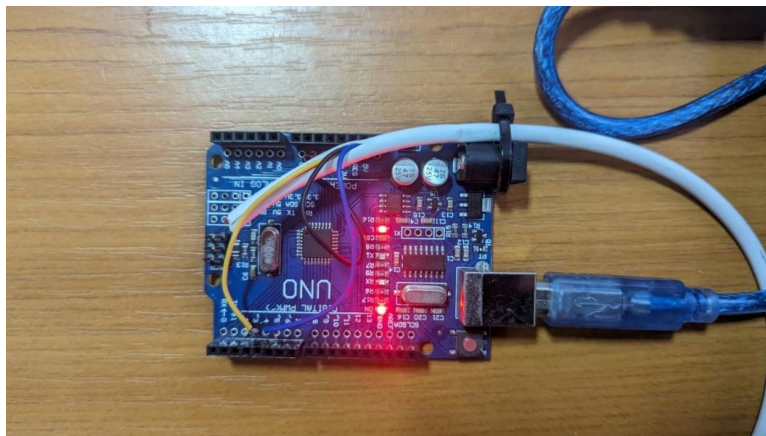
$$\varphi_i = \frac{P_{\text{екб}\varphi_i} - f_{0i} G_a}{G_{a2}} \quad (19)$$

де i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування автомобіля, становить $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – число повторностей); f_{0i} – попередньо визначені значення коефіцієнта опору коченню рушіїв автомобіля із силою тяжіння G_a (Н), частина G_{a2} (Н) якої припадає на задні загальмовані колеса.

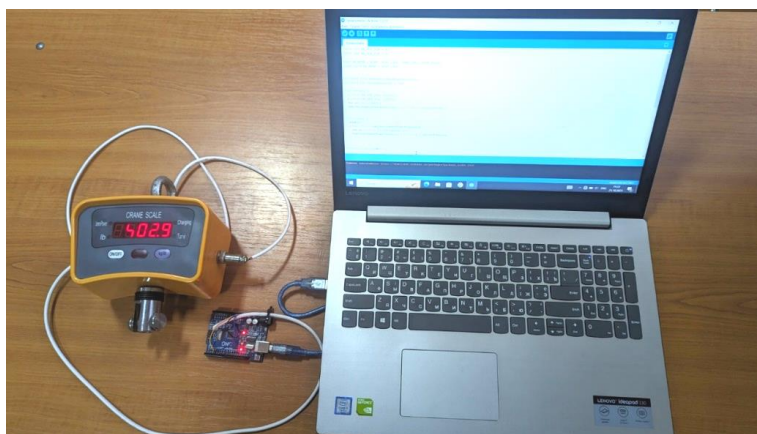
Для підвищення точності визначення зусилля буксирування мобільних засобів необхідне зменшення елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання. З цією метою запропоновано використовувати програмний модуль (рис. 4а),

який приєднується за допомогою аналогово-цифрового перетворювача до силової тензоланки електронного динамометра [13]. Цей модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналогово-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною

підключення зовнішніх пристроїв інтерфейсу виводу даних [14]. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації чи персональний комп'ютер (рис. 4 б).



а)



б)

Рисунок 4 – Схема під'єднання програмного модуля до електронного динамометра тягового пристрою

Тензометрична ланка, що застосовується в електронному динамометрі характеризується частотою реєстрації даних в межах 10–80 Гц, що є значно меншим від досяжного для дослідника елементарного інтервалу вимірювання Δt_{oi} . Під час використання програмного модуля можна встановити невеликий елементарний інтервал Δt_{ni} (дискретність реєстрації даних), завдяки чому знижується загальна похибка вимірювання [15].

Особлива увага під час обґрунтування методики досліджень з використанням

тягового пристрою була приділена способу отримання даних та математичним методам їх обробки через певну мінливість умов проведення експериментів (постійна зміна мікропрофілю дороги, коливання тягового зусилля трактора-тягача, дія сил інерції досліджуваного автомобіля). Для встановлення експериментальних залежностей та зв'язків між варіативними показниками вимірювань розроблено програму (рис. 5) отримання та аналізу дослідних даних, що забезпечує збільшення статистичної вибірки результатів вимірювань.


```

Dynamometer
const int HX_OUT_PIN = 4;
const int HX_SCK_PIN = 3;

enum HX_MODE { NONE, DIFF_10Hz, TEMP_40Hz, DIFF_40Hz};
const byte HX_MODE = DIFF_40Hz;

unsigned long nextRecordReadTimeThreshold;
unsigned int recordInterval = 100;

void setup() {
  pinMode(HX_SCK_PIN, OUTPUT);
  pinMode(HX_OUT_PIN, INPUT);
  Serial.begin(9600);
  nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
}

void loop() {
  readHX();
  if(millis() > nextRecordReadTimeThreshold) {
    Serial.println((long)readHX());
    nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
  }
}

unsigned long readHX() {

```

Рисунок 5 – Програма для автоматичної фіксації зусилля буксирування

Перед проведенням досліджень оператор може змінювати інтервал вимірювання та частоту фіксації й запам'ятовування даних шляхом зміни конфігурації програми за допомогою персонального комп'ютера.

Після налаштувань програмний модуль з'єднується з електронним динамометром через стандартизований роз'єм. У цьому випадку дані не відображаються на екрані динамометра, а лише записуються на електронний носій інформації. Результати експериментів зберігаються масивом даних у вигляді csv-файлу з можливістю їх подальшого імпорту та експорту між різними

програмами чи текстовими редакторами. За допомогою програмного забезпечення отримані результати експериментів перевіряються на мінімальність дисперсії відхилення відносно середнього значення, наявність систематичних помилок в процесі вимірювання.

Коефіцієнт опору коченню f_{0i} та зчеплення ϕ_i (рис. 6 а, б) коліс автомобіля визначено на основі зусилля буксирування $P_{зкб\phi i}$ на типових поверхнях доріг (табл. 1). Для автомобілів загального призначення – асфальтованої, гравійної, ґрунтової сухої і ґрунтової після дощу [16, 17].

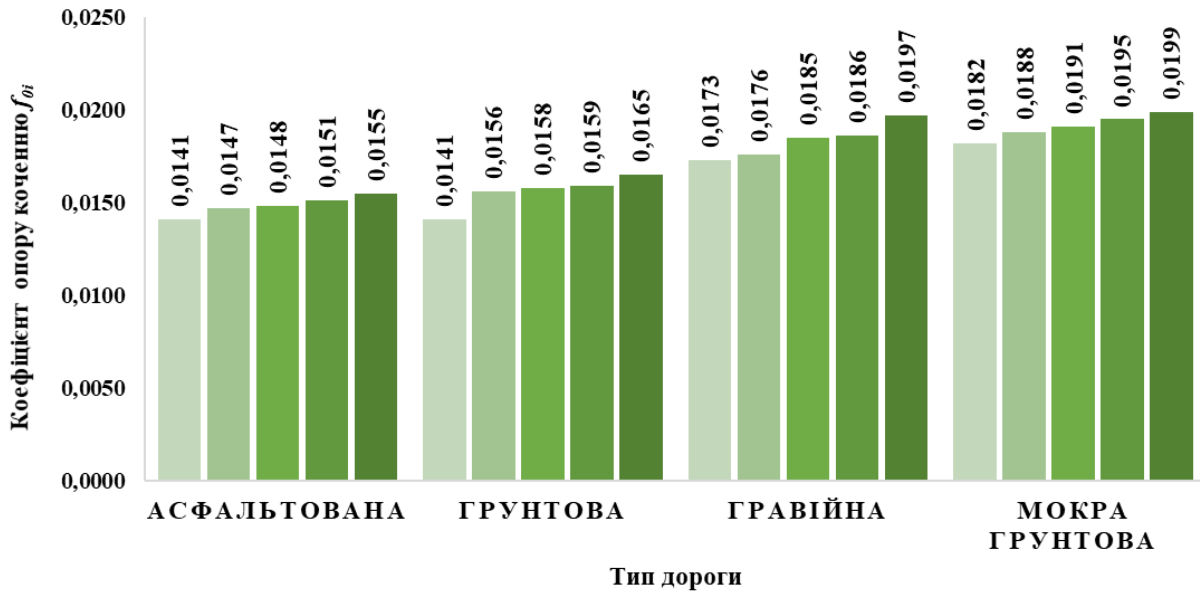
Таблиця 1

Результати дослідження коефіцієнта опору коченню та зчеплення коліс Debica Passio 2 175/70 R13 82T автомобіля ЗАЗ Sens

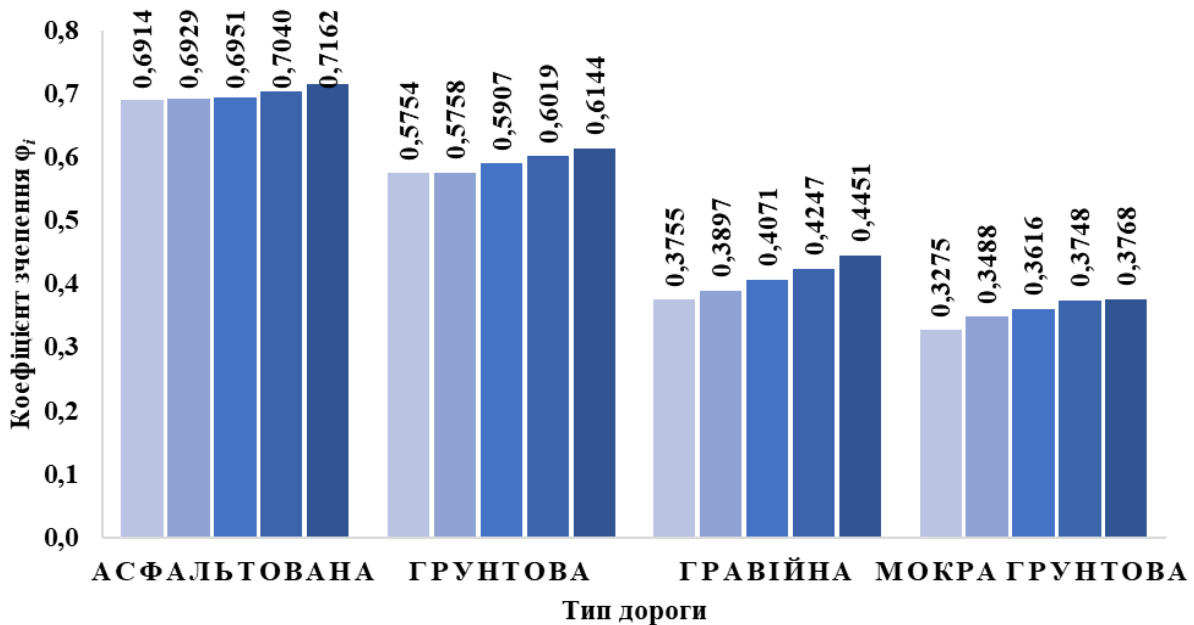
Дорога	Сила тяжіння		Індекс i	Зусилля буксирування $P_{зкб\phi i}$, Н	Коефіцієнт опору коченню f_{0i}	Середнє значення f_0	Зусилля буксирування $P_{зкб\phi i}$, Н	Коефіцієнт зчеплення ϕ_i	Середнє значення ϕ
	G_a , Н	G_{a2} , Н							
Асфальтована	10791	4905	1	152,1531	0,0141	0,0148	3543,37	0,6914	0,698
			2	162,9441	0,0151		3615,97	0,7040	
			3	159,7068	0,0148		3672,86	0,7162	
			4	158,6277	0,0147		3567,9	0,6951	
			5	167,47632	0,01552		3565,94	0,6929	
Ґрунтова	10791	4905	1	178,0515	0,0165	0,0155	3130,37	0,6019	0,595
			2	170,4978	0,0158		2994,99	0,5758	
			3	168,3396	0,0156		3065,63	0,5907	
			4	171,5769	0,0159		3185,31	0,6144	
			5	152,1531	0,0141		2974,39	0,5754	
Гравійна	10791	4905	1	199,6335	0,0185	0,0183	2282,79	0,4247	0,408
			2	189,9216	0,0176		2031,65	0,3755	
			3	200,7126	0,0186		2112,09	0,3897	
			4	212,5827	0,0197		2209,21	0,4071	
			5	186,6843	0,0173		2370,1	0,4451	

Продовження таблиці 1

Мокра грунтова	10791	4905	1	214,7409	0,0199	0,0191	2053,23	0,3748	0,358
			2	202,8708	0,0188		1913,93	0,3488	
			3	206,1081	0,0191		1979,66	0,3616	
			4	196,3962	0,0182		2044,4	0,3768	
			5	210,4245	0,0195		1816,81	0,3275	



a)



b)

Рисунок 6 – Результати дослідження коефіцієнтів опору коченню і зчеплення коліс на різних типах доріг

За допомогою програмного модуля отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок асфальтованої, ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг. Значення f_{0i} встановлені на етапі попередніх досліджень й на їх основі визначено коефіцієнти зчеплення для вказаних умов.

Як видно із графіків (рис. 6 б), для асфальтованої дороги коефіцієнт зчеплення ϕ_i за питомого тиску в

шинах 0,2 МПа перебуває в межах 0,6914...0,7162 з середнім значенням 0,698.

Для ґрунтової дороги значення ϕ_i - 0,5754...0,6144 з середнім значенням 0,595. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3755...0,4451 з середнім значенням 0,408. Найменші значення ϕ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3768 з середнім значенням 0,358.

Висновки. Стандартний тяговий пристрій для визначення тягово-зчіпних властивостей мобільних автомобілів характеризується значним елементарним інтервалом вимірювання Δt_{oi} , який обмежений можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Такий значний інтервал спричиняє низьку точність визначення зусилля буксирування, а відповідно середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню і зчеплення. Це зумовлено значною швидкістю зміни показів динамометра через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальний спосіб спостереження під час досліджень вкрай неточний.

Розроблено методику та програмний комплекс для підвищення точності визначення зусилля буксирування автомобілів, що забезпечується зменшенням елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання. Запропонований програмний модуль приєднується до силової тензоланки електронного динамометра. Модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналогово-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною підключення зовнішніх пристроїв інтерфейсу виводу даних. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації – карту пам'яті чи персональний комп'ютер.

Визначено коефіцієнти опору коченню та зчеплення коліс Debica Passio 2 175/70 R13 82T автомобіля ЗАЗ Sens для різних типів опорної поверхні. Встановлено, що для асфальтованої дороги значення φ_i перебувають в межах 0,6913...0,7162 з середнім значенням 0,698. Для ґрунтової дороги значення φ_i знаходиться в межах 0,5753...0,6144 з середнім значенням 0,595. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3754...0,4451 з середнім значенням 0,408. Найменші значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3767 з середнім значенням 0,358.

Список літератури:

1. Вікович І. А. Теорія руху транспортних засобів: підручник. Львів, 2013. 672 с.
2. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
3. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко В. П. Динаміка автомобіля / за ред. М. А. Подригала. Харків: ХНАДУ, 2008. 424 с.
4. Макаров В. А. Моделювання руху автомобіля з урахуванням тягової сили й перерозподілу маси. *Автомобільний транспорт*. 2013, 32. С. 23-28.
5. Саєнко А. В. Універсальний стенд для визначення коефіцієнта зчеплення та коефіцієнта опору коченню трактора. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2016. № 10 (2). С. 15-19.
6. Бешун О. А., Меланченко Я. О. Фактори впливу на кочення колеса. *Наукові горизонти*. Поліський національний університет. Житомир, 2018. № 12 (73). С. 45-56.

7. Пристрій для визначення зусилля буксирування мобільних засобів: пат. 138538 Україна: МПК G01M 17/02. №u2019006620; заявл. 12.06.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22. 4 с.

8. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с.

9. Сахно В. П., Вербицький В. Г., Белєвцова Н. Л., Єфименко А. М., Костенко А. В. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля. *Вісник Національного транспортного університету*. Київ, 2010. Вип. 21, № 1. С. 180 – 183.

10. Шевчук Р. С., Сукач О. М., Шевчук В. В. Модернізований пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних енергетичних засобів. *Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки: матеріали XIV Міжн. наук.-практ. конф. (8-10 лист. 2023 р.)*. Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С. 41-42.

11. Пристрій для визначення сили і коефіцієнта опору коченню мобільних засобів: пат. 154291 Україна: G01M 17/02 (2006.01) № u 202301569; заявл. 10.04.2023; опубл. 01.11.2023, Бюл. № 44. 4 с.

12. Tom Denton. *Automobile mechanical and electrical systems*. New York, NY: Routledge, 2018. 379 p.

13. Тищенко К. В., Ткач О. П. Програмування систем збору і аналізу даних: навч. посібник. Суми: Сумський державний університет, 2022. 168 с.

14. Open Source Arduino Learner Kit V2. URL: <https://www.instructables.com/Open-Source-Arduino-Learner-Kit-V2/> (дата звернення: 15.03.2023).

15. Цирульник С. М. Програмно-апаратний комплекс «Arduino learner kit». *Електронне наукове фахове видання "Відкрите освітнє е-середовище сучасного університету"*. 2021, № 10. С. 231-240. <https://doi.org/10.28925/2414-0325.2021.1019>.

16. Pacejka H. B. *Tyre Mechanics and Vehicle Dynamics*. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2002. 621 p.

17. Мармут І. А., Кашканов В. А., Зуєв В. О. Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликівому стенді. *Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал ВНТУ*. Вінниця, 2020. № 2 (12). С. 68-75.

References:

1. Vikovych, I. A. (2013). *Teoriia rukhu transportnykh zasobiv: pidruchnyk*. Lviv, 2013. 672 s.
2. Volkov, V. P. & Vil'skyi, H. B. (2010). *Teoriia rukhu avtomobilia: pidruchnyk*. Sumy: Universytetska knyha, 2010. 320 s.
3. Podryhalo, M. A. Volkov, V. P., & Boboshko, V. P. (2008) *Dynamika avtomobilia / za red. M. A. Podryhala*. Kharkiv: KhNADU, , 2008. 424 s.
4. Makarov, V. A. (2013). Modeliuvannia rukhu avtomobilia z urakhuvanniam tiahovoi syly u pererозpodilu masy. *Avtomobilnyi transport*, 32. 23-28.
5. Saienko, A. V. (2016). Universalnyi stend dlia vyznachennia koefitsiienta zchepnennia ta koefitsiienta oporu kochenniu traktora. *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Ser.*

Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv, 10 (2), 15-19.

6. Beshun, O., & Melanchenko, Y. (2018). Factors the influence of wheel rolling. *Scientific Horizons*, 12(73), 45-56.

7. Shevchuk, R.S., Sukach, O.M., Shevchuk, V.V. (2019). Pat. № 138538 Ukraina, MPK G01M 17/02. №u201904631; zaiavl. 12.06.2019; opubl. 25.11.2019, Biul. № 22.

8. Shevchuk, R. S. (2018). *Ekspluatatsiini pokaznyky traktoriv i avtomobiliv: praktykum z rozrakhunku pokaznykiv*. Lviv: Lvivskyi natsionalnyi ahrarnyi universytet, 2018.

9. Sakhno, V. P. Verbytskyi, V.H. Belevtsova, N. L. Yefymenko, A.M. (Ed.), (2010). Vplyv stabilizuiuchoho momentu shyn na kursovu stiikist rukhu avtomobilia. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. Kyiv, 2010. 9 (1).

10. Shevchuk, R. S., Sukach, O. M., Shevchuk, V.V. (2023). Modernizovanyi prystrii dlia vyznachennia tiahovo-zchipnykh pokaznykiv mobilnykh enerhetychnykh zasobiv. *Problemy konstruiuvannia, vyrobnytstva ta ekspluatatsii silskohospodarskoi tekhniky: materialy XIV mizhn. nauk.-prakt. Konf. 2023*. Kropyvnytskyi: TsNTU.

11. Shevchuk, R.S., Shevchuk, V.V. Sukach, O.M., (2023). Pat. № 154291 Ukraina, MPK G01M 17/02 (2006.01). №u 202301569; zaiavl. 10.04.2023; opubl. 01.11.2023, Biul. № 44.

12. Denton, T. (2018). *Automobile mechanical and electrical systems*. New York, NY: Routledge.

13. Tyshchenko, K. V., Tkach, O. P. (2018). *Prohramuvannia system zboru i analizu danykh: navch. posibnyk*. Sumy: Sumskyi derzhavnyi universytet.

14. Taifur, H. (2023, March 15). Open Source Arduino Learner Kit V2. Retrieved from <https://www.instructables.com/Open-Source-Arduino-Learner-Kit-V2>.

15. Tsyurulnyk, S. M. (2021). Prohramno-aparatnyi kompleks «Arduino leaner kit». *Elektronne naukove fakhove vydannia "Vidkryte osvittie e-seredovyshche suchasnoho universytetu"*. 10, 231-240.

16. Pacejka, H. B. (2002). *Tyre Mechanics and Vehicle Dynamics*. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann.

17. Marmut, I. A. Kashkanov, V. A. Zuiev, V. O. (2020). Eksperymentalne doslidzhennia oporu kochennia kolis avtomobilia na rolykovomu stendi. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu: naukovyi zhurnal VNTU*. Vinnytsia, 2 (12). 68-75.

© Р. С. Шевчук, О. М. Сукач, О. С. Миронюк,
В. В. Шевчук, 2024.

Науково-методична стаття.

Надійшла до редакції 11.04.2024.

Прийнято до публікації 12.06.2024.