

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Фролов Андрій Анатолійович

УДК 629.015

ДИСЕРТАЦІЯ

Удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування

274 Автомобільний транспорт

27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктор філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ А.А. Фролов

Науковий керівник: Леонт'єв Дмитро Миколайович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2023

АНОТАЦІЯ

Фролов А.А. Удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, 2023.

Дисертація присвячена удосконаленню методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування, дослідженню впливу вагово-геометричних параметрів колісного транспортного засобу (КТЗ) на величину реалізованого зчеплення одинарних та здвоєних шин коліс транспортного засобу, експериментальним дослідженням ефективності гальмування КТЗ за рахунок тільки коліс одного його моста, розробці підходу до визначення уповільнення КТЗ через метод визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс.

Актуальність дисертаційної роботи визначається необхідністю вирішення науково-практичного завдання з удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування, шляхом отримання нових взаємозв'язків між жорсткісними параметрами пневматичних шин коліс КТЗ та реалізованим зчепленням, що реалізується між шиною та поверхнею дорожнього покриття.

В Україні, як і в більшості країн світу, всі КТЗ повинні відповідати вимогам міжнародного стандарту *UN/ECE* стосовно гальмування транспортних засобів категорій M_2 , M_3 , N_2 , N_3 та O , тому удосконалення та розробка нових методів, які дозволять покращити ефективність дії гальмового керування автомобіля на стадії його проектування або

експериментального доведення до серійного виробництва, є актуальним завданням.

Відсутність ефективних методів оцінки ефективності гальмування КТЗ на стадії їх проектування змушує вітчизняні автомобільні заводи використовувати гальмові системи та компоненти закордонних виробників автомобільних компонентів та систем в конструкціях вітчизняних автомобілів, що призводить до погіршення конкурентоспроможності українських автомобілів на світовому ринку.

На основі проведеного теоретичного та експериментального дослідження запропоновано новий підхід, який дозволяє удосконалити метод визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування та удосконалити експлуатаційні показники транспортного засобу на стадії його проектування.

Під час проведеного дослідження було теоретично доведено та експериментально підтверджено, що величина реалізованого зчеплення шин одинарних або здвоєних коліс транспортного засобу разом із координатами положення центру тяжіння транспортного засобу відносно його мостів, впливають на величину уповільнення КТЗ. Це дає підставу зробити висновок про те, що їх вплив необхідно враховувати не тільки під час проектування транспортного засобу, а й під час дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортних подій за їх участю.

На основі аналізу результатів теоретичного та експериментального дослідження для подальшого вдосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу, запропоновано підхід з визначення реалізованого зчеплення через жорсткісні та деформаційні властивості пневматичних шин, який відрізняється від відомого тим, що базується на зміні крутильної жорсткості пневматичної шини та куті закручування шини, відносно поверхні дорожнього покриття.

В роботі виконано математичний опис удосконаленого методу визначення реалізованого зчеплення, підхід з визначення крутильної жорсткості одинарних, здвоєних, строєних та більше шин коліс. Запропоновано підходи з визначення величини уповільнення колісних транспортних засобів, що мають більше двох вісей, та які враховують особливості впливу не тільки реалізованого зчеплення на величину уповільнення КТЗ, а й координат положення центру тяжіння останнього.

Моделювання робочого процесу взаємодії шин автомобільних коліс КТЗ з поверхнею дорожнього покриття показало, що реалізоване зчеплення змінюється не пропорційно навантаженню здвоєних шин автомобільних коліс КТЗ. Слід також зазначити, що реалізоване зчеплення шин здвоєних та одинарних шин коліс транспортного засобу змінюється не більше ніж на 13% - 20% при однакових навантажувальних умовах на такі колеса. Порівняння результатів моделювання з експериментальними дослідженнями показує, що похибка розрахунків за методом, який було удосконалено, не перевищує 5%, що дозволяє використовувати його не тільки під час проектування колісних транспортних засобів, а також при встановленні обставин виникнення дорожньо-транспортних подій за участю транспортних засобів, які мають не тільки одинарне, а й подвійне ошинування коліс.

Запропоновані математичні моделі дозволяють підвищити точність визначення уповільнення колісного транспортного засобу розрахунковим шляхом. Середня похибка розрахунків величини уповільнення КТЗ та величини реалізованого зчеплення шин одинарних та здвоєних коліс транспортного засобу не перевищує 5%, як для споряджених КТЗ, так і для їх завантаженого стану.

Стендові та дорожні експериментальні дослідження ефективності гальмування колісного транспортного засобу при реалізації зчеплення шинами одинарних та здвоєних коліс показали, що значення реалізованого зчеплення шин з одинарним ошинуванням на 13 – 20% менші, аніж

реалізовані зчеплення коліс зі здвоєними шинами в аналогічних умовах, при майже однаковому вертикальному навантаженні на вісі з одинарним та подвійним ошинуванням коліс КТЗ. Середнє значення коефіцієнта гальмування транспортного засобу, який може бути досягнутий за рахунок гальмування тільки однієї вісі такого КТЗ зменшується на 47% в порівнянні з двовісними транспортними засобами та на 13% в порівнянні з тривісними КТЗ, що не суперечить запропонованим теоретичним підходам викладеним в дисертаційному дослідженні.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

Вперше встановлено:

- взаємозв'язок між ошинуванням коліс транспортних засобів та величиною зчеплення, що реалізується при взаємодії шин автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття;

Удосконалено:

- метод визначення крутильної жорсткості пневматичних шин коліс транспортного засобу при не одинарній їх ошиновці, який відрізняється від відомих тим, що враховує особливості зміни деформації пневматичних шин коліс транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття в наслідок зміни вертикального навантаження на автомобільному колесі та тиску в пневматичних шинах автомобільного колеса, а також несиметричність реалізації сили зчеплення між внутрішніми та зовнішніми шинами колеса, що має не одинарне ошинування;

Набула подальшого розвитку:

- концепція моделювання процесу гальмування колісного транспортного засобу, яка відрізняється від відомих тим, що враховує особливості впливу ошинування автомобільного колеса на реалізоване зчеплення, що виникає між шинами такого автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття.

Дисертаційна робота має практичне значення, оскільки отримані результати дозволяють на стадії проектування покращити його ефективність гальмування в різних умовах його експлуатації.

Ключові слова: реалізоване зчеплення, гальмівне управління, гальмівна система, гальмова сила, вісі, колеса, одинарне колесо, здвоєне колесо, здвоювання шин, шини автомобільного колеса, автомобільна шина, шина, динамічні характеристики машини, ефективність гальмування, коефіцієнт гальмування, уповільнення, коефіцієнт зчеплення, жорсткісні властивості шини, коефіцієнт опору коченню, опір коченню, жорсткість шини, кут закручування шини, системи керування.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6 (Scopus, Quartiles - Q3);
2. Leontiev, D., & Frolov, A. (2022). Determination of the average torsional stiffness of tires of a double vehicle wheel during its interaction with the road surface. *Automobile Transport*, 51, 14–25. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.02> ;
3. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Kuripka, O., Frolov, A., & Don, Y. (2021) Features of adaptive brake control of the secondary brake system of a multi-axle vehicle. *Automobile Transport*, 48, 27–37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.27> ;

4. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Frolov, A., Suhomlyn, O., & Kuripka, O. (2021) Features of braking of multi-axle vehicles depending on the layout of their axles. *Automobile Transport*, 49, 23–35. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.04>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Рижих Л.О., Ломака С.Й., Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса в режимі гальмування. «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» Збірник матеріалів міжнародної науково-технічної конференції. Ташкент, Узбекистан;*

6. Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;*

7. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) *Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle. Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019 : тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. Чернігів : ЧНТУ;*

8. Фролов А.А., Шабратко О.С., Кошкарів А.Д. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям. «Актуальні питання судової експертизи і криміналістики» Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 150-річчю з дня народження Засл. проф. М.С. Бокаріуса. Харків. ХНДІСЕ;*

9. Фролов А.А., Альокса М.М. (2019) *Вплив зносу шин на їх зчепні властивості. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту»*

Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;

10. Фролов А.А., Рижих Л.О., Ломака С.Й. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;*

11. Леонтьєв Д.М., Фролов А.А., Федорченко В.І., Сухомлін О.В. (2021) *Особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;*

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. Леонтьєв Д.М., Михалевич М.Г., Фролов А.А. (2018) Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*, 18, 383-392.

13. Фролов А.А., Шабратко О.С. (2020) Дослідження шин вантажного транспортного засобу щодо визначення пошкоджень, які утворилися в результаті експлуатації або в результаті заводського дефекту. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*. Харків: ХНДІСЕ, 21, 441-451.

ABSTRACT

A. Frolov. Improvement of the method of determining the adhesion utilized of tires at dual wheels vehicle with the surface of the road pavement. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in the specialty 274 – Automobile transport. – Kharkiv National Automobile and Highway University Ministry of Education and

Science of Ukraine; Kharkiv National Automobile and Highway University
Ministry of Education and Science of Ukraine, 2023.

The dissertation is devoted to the improvement of the method of determining the adhesion utilized of the tires at dual wheels vehicle with the road surface, the study of the influence of the weight-geometric parameters of the wheeled vehicle on the value of the adhesion utilized of the single and dual tire of the vehicle wheels, the experimental study of the braking efficiency of the wheeled vehicle due to only the wheels of one of its axles, the development of the approach to determining the deceleration of the wheeled vehicle due to the method of determining the adhesion utilized of the tires at dual vehicle wheels.

The relevance of the dissertation work is determined by the need to solve the scientific and practical task of improving the method of determining the adhesion utilized of tires at dual vehicle wheels with the road surface by obtaining new interconnections between the rigidity parameters of pneumatic tires of wheeled vehicle wheels and the adhesion utilized that realizes between the tire and the road surface.

In Ukraine, as well as most other foreign countries of the world, all wheeled vehicles must meet the requirements of the UN/ECE international standard regarding the braking of vehicles categories M_2 , M_3 , N_2 , N_3 and O , therefore the improvement and development of new methods that will improve the effectiveness of vehicle braking control at the stage of its design or experimental bringing to serial production, is an actual task.

The lack of effective methods for evaluating the braking efficiency of wheeled vehicles at the stage of their design forces domestic automobile plants to use brake systems and components of foreign automobile components and systems manufacturers in the designs of domestic vehicle, which leads to an aggravation in the competitiveness of ukrainian vehicle on the world market.

Based on the conducted theoretical and experimental research, a new approach is proposed, which allows to improve the method of determining the adhesion utilized of the dual wheels vehicle tires with the road surface and to improve the performance indicators of the vehicle at the stage of its design.

During the conducted research, it was theoretically proven and experimentally confirmed that the value the adhesion utilized of the tire of single or dual wheels of the vehicle, together with the coordinates of the gravity center position of the vehicle relative to its axles, affect on deceleration value of the wheeled vehicle. This gives reason to conclude that their impact must be taken into account not only during the design of the vehicle, but also during the study of the circumstances of the occurrence of traffic incidents.

Based on the analysis of the theoretical and experimental research results, for the further improvement of the method of determining the adhesion utilized of the tires of a dual vehicle wheels, an approach for determining the adhesion utilized by rigidity and deformation properties of pneumatic tires is proposed, which differs from the known one in that it is based on the change in the torsional rigidity of the pneumatic tire and the twisting angle of the tire relative to the road surface.

In the work, a mathematical description of the improved method of determining the adhesion utilized, an approach for determining the torsional stiffness of single, dual, triple and more tires of wheels is performed. Approaches for determining the deceleration value of wheeled vehicles with more than two axles and which take into account the peculiarities of the influence not only the adhesion utilized, but coordinates of the gravity center position also, on deceleration value of the wheeled vehicle are proposed.

Modeling of the working process of the tires interaction of a wheeled vehicle wheels with the road surface showed that the adhesion utilized does not change proportionally to the load on the dual tires of the wheeled vehicle wheels. It should also be noted that the adhesion utilized of dual and single tires of the vehicle wheels varies by no more than 13% - 20% under the same loading conditions on such wheels. A comparison of the simulation results with experimental studies shows that the calculation error of the improved method does not exceed 5%, which allows it to be used not only during the design of wheeled vehicles, but also when establishing the circumstances of the traffic accidents occurrence that involve vehicles, which have not only single, but also dual tires.

The proposed mathematical models make it possible to increase the accuracy of determining the deceleration of a wheeled vehicle by calculation. The average calculation error of the deceleration value of the wheeled vehicle and the value of the adhesion utilized of the tires of single and dual wheels of the vehicle does not exceed 5%, for curb weight and loaded state of vehicle as well.

Bench and road experimental studies of the wheeled vehicle braking efficiency at adhesion utilized of single and dual wheel tire showed that the values the adhesion utilized of the tire with single tires are 13-20% lower than the adhesion utilized of the wheels with dual tires under similar conditions, with almost the same vertical axle loads with single and dual tires of the wheeled vehicle wheels. The average value of the braking coefficient of the vehicle, which can be achieved by braking only one axle of such a vehicle, is lowering by 47% in comparison with two-axle vehicles and by 13% in comparison with three-axle vehicles, which does not contradict the proposed theoretical approaches outlined in the dissertation research.

The scientific novelty of the obtained results consists in the following:

For the first time is established:

- the interconnection between the type of tires of the vehicles wheels and the adhesion utilized value when the tires of a car wheel interact with the road surface;

It's improved:

- a method for determining the torsional rigidity of pneumatic tires of vehicle wheels with non-single tire, which differs from the known ones in that it takes into account the peculiarities of the deformation of pneumatic tires of vehicle wheels relative to the road surface as a result of changes in the vertical load on the automobile wheel and the pressure in the pneumatic tires of the automobile wheel , as well as asymmetry in the realization of the traction force between the inner and outer tires of a wheel that does not have a single tire;

It's acquired further development:

- the concept of modeling the braking process of a wheeled vehicle, which differs from the known ones in that it takes into account the specifics of the type of an automobile wheel tire that impacts on the adhesion utilized which occurs between such an automobile wheel tires and the road surface.

The dissertation work has practical importance, as the obtained results allow to improve braking efficiency in various conditions of operation at the design stage.

Keywords: adhesion utilized, brake control, braking system, breaking force, axles, wheels, single wheel, dual wheel, tire pairing, automobile wheel tires, car tire, tyre, dynamic characteristics of the machine, efficiency of braking, braking rate, deceleration, adhesion coefficient, stiffness properties of the tire, rolling resistance, stiffness of the tire, tire twist angle, control systems.

LIST OF THE PUBLICATIONS OF THE ACQUIRER

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. *Advances in Intelligent*

Systems and Computing, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6 (Scopus, Quartiles - Q3).

2. Leontiev, D., & Frolov, A. (2022). Determination of the average torsional stiffness of tires of a double vehicle wheel during its interaction with the road surface. *Automobile Transport*, 51, 14–25. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.02> ;

3. Bogomolov , V., Klimenko, V., Leontiev, D., Kuripka, O., Frolov, A., & Don, Y. (2021) Features of adaptive brake control of the secondary brake system of a multi-axle vehicle. *Automobile Transport*, 48, 27–37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.27> ;

4. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Frolov, A., Suhomlyn, O., & Kuripka, O. (2021) Features of braking of multi-axle vehicles depending on the layout of their axles. *Automobile Transport*, 49, 23–35. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.04> .

Scientific works certifying the approval of the dissertation materials:

5. Ryzhykh L.O Lomaka S.I., Frolov A.A. (2018) *Shchodo vplyvu vertykalnoho navantazhennia na koefitsient zcheplennia avtomobilnoho kolesa v rezhymy halmuvannia*. «Perspektyvy rozvytku dorozhno-transportnykh ta inzhenerno-komunikatsiinykh infrastruktur» Zbirnyk materialiv mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii. Tashkent, Uzbekystan;

6. Frolov A.A. (2018) *Shchodo vplyvy vertykalnoho navantazhennia na koefitsient zcheplennia avtomobilnoho kolesa* [Regarding the effect of vertical load on the coefficient of adhesion of a car wheel]. “Novitni tekhnolohii rozvytky avtomobilnoho transportu” Zbirnyk tez dopovidei mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferencii. Kharkiv : KhNADU;

7. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) *Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle. Matematychni ta imitatsiine modeliuвання system. MODS 2019 : tezy dopovidei Chotyrnadtsiatoi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferencii* (Chernihiv, 24 - 26 chervnia 2019 r.) / Ministerstvo osvity i nauky Ukrainy, Nats. akademii nauk Ukrainy, Akademia tekhnolohichykh nauk Ukrainy, Inzhenerna akademii Ukrainy ta in. Chernihiv : ChNTU;

8. Frolov A.A., Shabratko O.S., Koshkarov A.D. (2019) *Metody vymiriuvannia zcheplennia avtomobilnoho koleasa z dorozhnim pokrytiam* [Methods of measuring the adhesion of a car wheel to the road surface]. “Aktualni pytannia sudovoi ekspertyzy i kryminalistyky” Zbirnyk materialiv mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii, prysviacheno 150-richiu z dnia narodzhennia Zasl. prof. M.S. Bokarius. Kharkiv. KhNDISE;

9. Frolov A.A., Aloksa M.M. (2019) *Vplyv znosu shyn na yikh zchypni vlastyvoli* [The influence of tire wear on their grip properties]. “Novitni tekhnolohii rozvytky avtomobilnoho transportu” Zbirnyk tez dopovidei mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferencii. Kharkiv : KhNADU;

10. Frolov A.A., Ryzhykh L.O., Lomaka S.Yi. (2019) *Metody vymiriuvannia zcheplennia avtomobilnoho koleasa z dorozhnim pokrytiam* [Methods of measuring the adhesion of a car wheel to the road surface]. “Novitni tekhnolohii rozvytky avtomobilnoho transportu” Zbirnyk tez dopovidei mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferencii. Kharkiv : KhNADU;

11. Leontiev D.M., Frolov A.A., Fedorchenko V.I., Sukhomlin O.V. (2021) *Osovlivosti halmuvannia bahatovisnykh kolisnykh transportnykh zasobiv* [Braking features of multi-axle wheeled vehicles]. “Novitni tekhnolohii rozvytky avtomobilnoho transportu” Zbirnyk tez dopovidei mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferencii. Kharkiv : KhNADU;

Scientific works that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

12. Leontiev D.M., Mykhalevych M.H., Frolov A.A. (2018) Vplyv vertykalnogo navantazhennia na halmivnu sylu ta koefitsient zcheplennia shyny avtomobilnogo kola [The effect of vertical load on the braking force and adhesion coefficient of a car wheel tire]. *Teoriia ta praktyka sudovoi ekspertyzy i kryminalistyky*, 18, 383-392.

13. Frolov A.A., Shabratko O.S. (2020) Doslidzhennia shyn vantazhnoho transportnoho zasobu shchodo vyznachennia poshkodzen, yaki utvorylys v rezultati ekspluatatsii abo v rezultati zavodskoho defektu [Research of the tires of a cargo vehicle to determine the damage that occurred as a result of operation or as a result of a factory defect]. *Teoriia ta praktyka sudovoi ekspertyzy i kryminalistyky*. Kharkiv: KhNDISE, 21, 441-451.

ЗМІСТ

Вступ	19
Розділ 1. Теоретичні аспекти взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття	26
1.1 Взаємодія автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття	27
1.2 Особливості реалізації зчеплення між шиною та поверхнею дорожнього покриття.....	40
1.3 Вплив кінематичних факторів на процес взаємодії колеса з поверхнею дорожнього покриття	46
1.4 Теоретичний аналіз процесу гальмування колісного транспортного засобу.....	48
Висновки по розділу 1. Задачі дослідження	50
Розділ 2. Взаємодія шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття та її вплив на динаміку гальмування колісного транспортного засобу.....	52
2.1 Взаємодія шин здвоєних автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття.....	53
2.2 Особливості визначення реалізованого зчеплення шин автомобільних коліс на поверхнях дорожнього покриття з високим та низьким коефіцієнтом тертя ковзання	67
2.3 Вплив реалізованого зчеплення шин автомобільних коліс на уповільнення колісного транспортного засобу під час його гальмування	69
Висновки по розділу 2.	90
Розділ 3. Теоретичні дослідження реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування	92
3.1 Вихідні дані для моделювання руху колісних транспортних засобів з подвійним та одинарним ошинуванням їх коліс	92

3.2 Моделювання характеру зміни крутильної жорсткості шин від кількості шин встановлених на автомобільне колесо	97
3.3 Моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу з одинарним та подвійним ошинуванням коліс на його задній ведучій вісі.....	102
Висновки по розділу 3.	113
Розділ 4. Експериментальні дослідження реалізації зчіпних властивостей шин здвоєних коліс транспортного засобу	116
4.1 Методика проведення експериментальних дорожніх досліджень	116
4.2 Методика проведення експериментальних стендових досліджень	119
4.3 Прилади, обладнання та апаратура для проведення досліджень	122
4.4 Експериментальні дорожні дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу.....	125
4.5 Стендові експериментальні дослідження ефективності гальмування транспортного засобу з одинарним та подвійним ошинуванням його коліс	129
Висновки по розділу 4.	134
Висновки	137
Список використаних джерел	140
Додаток А Терміни, що описують процес взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття	154
Додаток Б Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	158
Додаток В Акти впровадження.....	163

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач;

ДТП – дорожньо-транспортна подія;

КТЗ – колісний транспортний засіб;

UART – інтерфейс послідовного зв'язку;

USB – (*Universal Serial Bus* «універсальна послідовна шина») – послідовний інтерфейс для підключення периферійних пристроїв до обчислювальної техніки.

ВСТУП

Сучасні транспортні засоби, які використовуються для перевезення вантажів в народному господарстві держави, як правило спроектовані таким чином, що задні його вісі мають подвійну ошиновку коліс. Це обумовлено тим, що така конструкція дозволяє підвищити вантажопідйомність транспортного засобу і знизити вертикальні навантаження, які припадають на дорожнє покриття. Відомо, що такий підхід в проектуванні знижує курсову стійкість транспортного засобу, так як збільшення кількості шин на осі призводить до зниження бічного коефіцієнту зчеплення. Це явище усувають шляхом зниження тиску в шині, але діапазон варіювання тиску має обмежену межу.

В той же час, питанню впливу збільшення кількості шин на осі та зміні поздовжнього коефіцієнту зчеплення, на ефективність гальмування КТЗ, в науково-технічній літературі приділено мало уваги. Як правило, при проектуванні гальмового керування транспортного засобу прийнято вважати, що поздовжній коефіцієнт зчеплення є постійною величиною, котра змінюється в дуже вузькому діапазоні. Але, як показує практика автотехнічної експертизи для автомобілів з подвійною ошиновкою коліс ствердження, що поздовжній коефіцієнт зчеплення є постійною величиною, принаймні не коректне. У зв'язку з цим, в реальній практиці автотехнічної експертизи, при розрахунку гальмового шляху та прискорення транспортного засобу вводяться поправочні коефіцієнти, на основі яких виконується коригування результатів розрахунку. Очевидно, що введення коригувальних коефіцієнтів є суб'єктивною думкою експерта автотехніка, що не допустимо, оскільки від рішення експерта автотехніка буде залежати результат висновку автотехнічної експертизи, тому питання дослідження та уточнення положень теорії взаємодії коліс, які мають подвійну ошиновку, з дорожнім покриттям є актуальним дослідженням, котре має наукову новизну та впровадження на практиці.

Актуальність теми. Актуальність теми визначається тим, що при сучасному розвитку автомобільного парку великовагових транспортних засобів, набуває питання щодо їх впливу на безпеку дорожнього руху в аварійних режимах експлуатації, а також можливостей усунення несправданих технічних та конструктивних рішень при проектуванні КТЗ, що можуть вплинути на безпеку дорожнього руху при експлуатації автомобілів з подвійним ошиновуванням коліс їх окремих вісей. Проведений аналіз науково-технічної літератури та експериментальних досліджень взаємодії шин одинарних та здвоєних коліс транспортного засобу показали, що на сьогоднішній день відсутня ефективна методика визначення величини реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до Наказу Міністерства транспорту та зв'язку України № 82 від 10 лютого 2004 року та Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997 року «Про відповідність умовам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються на території України, а також відповідно до планів науково-дослідницьких робіт кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, комплексна тема «Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної Гвардії України» (ДР № 0121U109610), а також з науково-дослідними роботами Національного наукового центру «Інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса», що пов'язані з визначенням обставин виникнення дорожньо-транспортних подій, комплексна тема «Розробка методичних рекомендацій з експертного дослідження параметрів гальмування вантажних автопоїздів у різних дорожніх умовах (сухе, мокре дорожнє покриття)» (ДР № 0118U004609). Особистий внесок здобувача у виконанні вказаної науково-дослідницької роботи полягає в розробці, теоретичному та експериментальному дослідженні процесу взаємодії шин одинарних та здвоєних коліс КТЗ з поверхнею дорожнього покриття.

Мета і завдання дослідження. Удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу в режимі гальмування за рахунок встановлення взаємозв'язків між крутильною жорсткістю шини, кутом її закручування та реалізованим зчепленням шин при їх взаємодії з поверхнею дорожнього покриття.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати теоретичні дослідження процесу реалізації поздовжнього зчеплення між шинами здвоєних коліс транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття;
- виконати теоретичні дослідження впливу факторів, від яких залежить уповільнювання транспортного засобу під час його гальмування, на поздовжнє реалізоване зчеплення між шинами здвоєних коліс транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття;
- удосконалити метод визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу з нежорстким дорожнім покриттям, який дозволить уточнити характер уповільнення транспортного засобу, що має вісі з подвійним ошинуванням коліс.

Об'єкт дослідження. Процес реалізації зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу, що взаємодіють з поверхнею дорожнього покриття під час його гальмування.

Предмет дослідження. Реалізоване зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу, що взаємодіють з поверхнею дорожнього покриття під час його гальмування.

Методи дослідження. В роботі були використані фізичні та математичні методи дослідження процесу реалізації зчеплення шин здвоєних коліс під час їх взаємодії з поверхнею дорожнього покриття. При удосконаленні методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс використовувались методи планування експерименту, методи математичного та комп'ютерного моделювання, а під час проведення експериментальних досліджень – метод кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів. Основними науковими результатами, які виносяться на захист, є:

- уперше встановлено взаємозв'язок між ошинуванням коліс транспортного засобу, в режимі його гальмування, та величиною зчеплення, що реалізується при взаємодії шин автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття;

- удосконалено метод визначення крутильної жорсткості пневматичних шин коліс транспортного засобу при не одинарній їх ошиновці, який відрізняється від відомих тим, що враховує особливості зміни деформації пневматичних шин коліс транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття внаслідок зміни вертикального навантаження на автомобільному колесі та тиску в пневматичних шинах автомобільного колеса, а також несиметричність реалізації сили зчеплення між внутрішніми та зовнішніми шинами колеса, що має не одинарне ошинування;

- набула подальшого розвитку концепція моделювання процесу гальмування колісного транспортного засобу, яка відрізняється від відомих тим, що враховує особливості впливу ошинування автомобільного колеса на реалізоване зчеплення, що виникає між шинами такого автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття.

Практичне значення отриманих результатів. Робота має теоретичне та практичне значення, оскільки результати проведених досліджень доповнюють теорію руху автомобіля та теорію взаємодії шин коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття. Запропоновані в роботі математичні рівняння можуть бути використані при визначенні ефективності гальмування колісних транспортних засобів, які мають колеса з подвійним ошинуванням, а також при визначенні ефективності гальмування КТЗ під час дослідження обставин виникнення ДТП. Впровадження отриманих результатів дослідження дозволяє покращити підходи та методи проектування гальмового керування колісних транспортних засобів.

Основні наукові положення дисертаційної роботи використані:

- у навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями: 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт» та 208 «Агроінженерія»;

- у Національному науковому центрі «Інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса» (ННЦ «ІСЕ») Міністерства юстиції України під час проведення судових експертиз та експертних досліджень при проведенні розрахунку технічної можливості для водія транспортного засобу уникнути дорожньо-транспортної події, за експертними спеціальностями: 10.1 «Дослідження обставин і механізму дорожньо-транспортних пригод», 10.2 «Дослідження технічного стану транспортних засобів», а також при проведенні науково-дослідних робіт;

- у Одеському науково-дослідному інституті судових експертиз (ОНДІСЕ) Міністерства юстиції України при складанні висновку експертів судової автотехнічної експертизи та під час проведення експертних досліджень;

- у Харківському Національному експертно-криміналістичному центрі (ХНДЕКЦ) Міністерства внутрішніх справ України при розробці методики та методичних рекомендацій з визначення обставин виникнення ДТП.

Особистий внесок здобувача. Результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладено в роботах [1–13]. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належать: математичне моделювання процесів, що відбуваються в електропневматичному гальмовому приводі під час гальмування багатовісного транспортного засобу та впливають на динаміку його руху [1]; спосіб визначення зупинного шляху транспортного засобу на основі коефіцієнта гальмування і коефіцієнта використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля на прикладі багатовісного автомобіля [2, 7]; визначення рівняння, які дозволяють розрахувати значення коефіцієнта гальмування багатовісних транспортних засобів на основі координат положення його центру тяжіння, реалізованих зчеплень між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття, а також розподілення навантаження між відповідними передніми і задніми

вісями багатовісного транспортного засобу [3]; визначення параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу на основі координат положення його центру тяжіння, реалізованих зчеплень між шинами його коліс та поверхнею дорожнього покриття, а також розподілення навантаження між відповідними передніми і задніми вісями транспортного засобу [4]; вплив вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса в режимі гальмування [5, 6]; методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям [8, 10]; вплив зносу шин на їх зчіпні властивості [9]; особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів [11]; вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса [12]; визначення пошкоджень шин, які утворилися в результаті експлуатації або в результаті заводського дефекту [13].

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорена на міжкафедральному семінарі, який було проведено на кафедрі автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися й отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ і на наступних міжнародних конференціях:

- Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» (м. Ташкент, Ташкентський інститут з проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, Узбекистан, 21 – 23 листопада 2017 р., форма участі - заочна);

- 82-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 7 – 11 травня 2018 р., форма участі - очна);

- 83-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 13 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем» (м. Чернігів, Чернігівський національний технічний університет, Україна, 24 – 26 червня 2019 р., форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 18 жовтня 2019 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференції, присвяченої 150-річчю з дня народження Засл. проф. М.С. Бокаріуса «Актуальні питання судової експертизи і криміналістики» (м. Харків, Харківський науково-дослідний інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса, Україна, 14 – 19 квітня 2019 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 27 – 29 жовтня 2021 р., форма участі – очна).

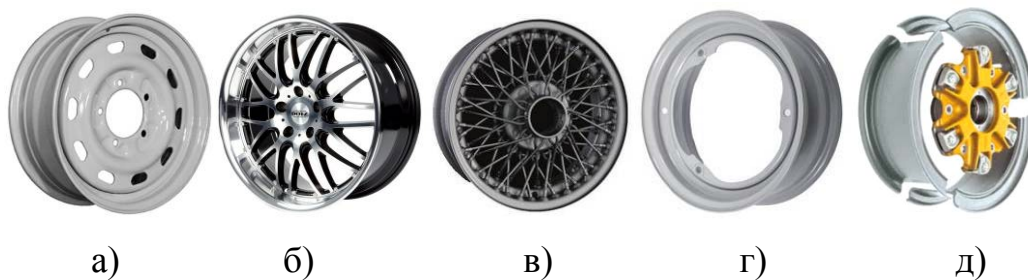
Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 13 наукових роботах, у тому числі: 4 статей у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 1 – у виданнях, що включені до наукометричної бази Scopus (Quartiles – Q3)); 7 тез доповідей у збірниках доповідей на наукових конференціях; 2 статті у спеціальних збірниках судово-експертної діяльності Міністерства юстиції України.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 168 сторінок, у тому числі 3 додатка на 15 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 120 сторінок. Робота ілюстрована 53 рисунками та містить 21 таблицю. Список використаних джерел нараховує 130 найменувань на 14 сторінках.

РОЗДІЛ 1

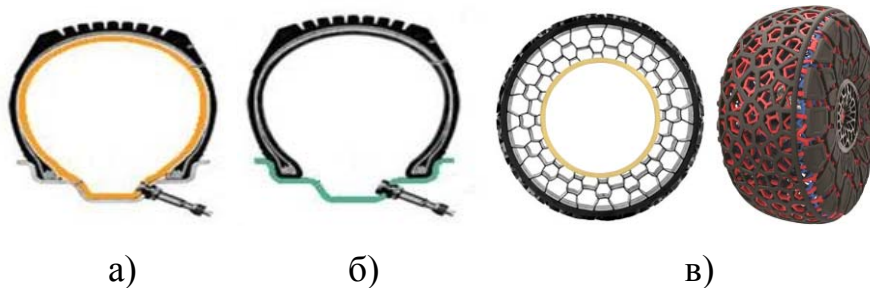
ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ВЗАЄМОДІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА З ПОВЕРХНЕЮ ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ

Автомобільне колесо є невід'ємною частиною колісного транспортного засобу через яке передаються зусилля, що утримують автомобіль на дорозі, пересувають і зупиняють його. Відомо, що автомобільне колесо складається безпосереднього з колеса (рис. 1.1) та шини (рис. 1.2), яка може деформуватися в наслідок дії зовнішніх сил і моментів.



- а) дискове сварне колесо; б) дискове лите колесо;
в) спицове колесо; г) бездискове колесо з нерозборним ободом;
д) бездискове колесо з розборним ободом

Рисунок 1.1 – Конструкції коліс автомобілів



- а) камерна шина; б) безкамерна шина;
в) безповітряні шини двох різних конструкцій;

Рисунок 1.2 – Конструкції шин для коліс автомобілів

Відомо, що на взаємодію шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу впливає багато факторів [15-28], які не однозначно змінюють властивості плями контакту утвореної між шиною та опорною поверхнею і як слідство, характеристики процесу руху колісного транспортного засобу.

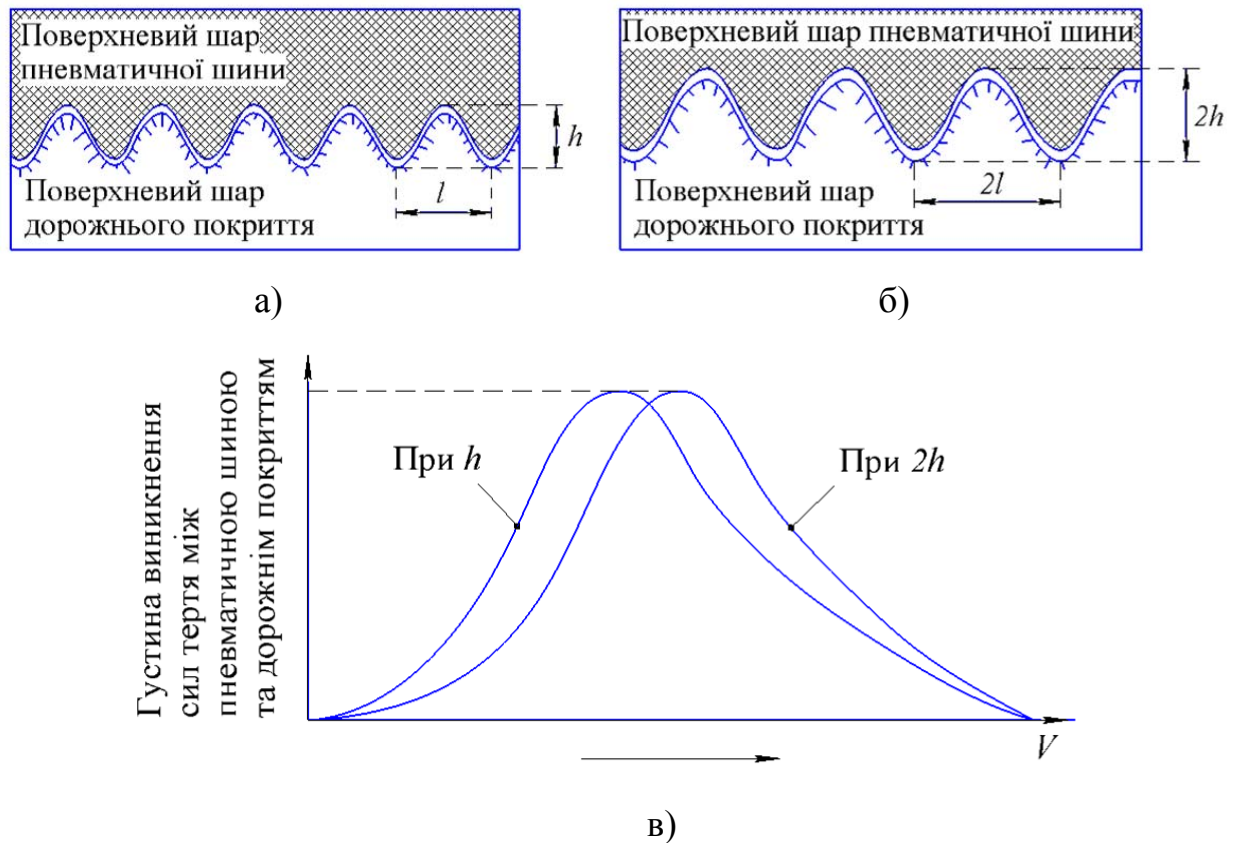
1.1 Взаємодія автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття

Характер тертя поверхневого шару пневматичної шини при її ковзанні на твердому нежорсткому покритті, має значне практичне значення, при виробництві автомобільних шин, оскільки від цього залежить ефективність руху колісного транспортного засобу. Фрикційні властивості шини на твердому нежорсткому покритті відрізняються від більшості інших твердих тіл, в першу чергу це пов'язано з низьким рівнем модулю пружності шини та високим внутрішнім тертям між шарами з яких вона складається [15, 16, 19-21, 24-31].

Провідні дослідження [29-31] в різних країнах світу показали, що чим більша швидкість обертання автомобільного колеса та нижча температура поверхневого шару шини, яка безпосередньо контактує з нежорстким дорожнім покриттям, в шині відбуваються процеси, які в теорії тертя та зносу полімерних матеріалів [15, 29] отримала назву «Вітрифікація». Іншими словами, це процес переходу полімерного матеріалу з високоеластичного в пружно-твердий стан за рахунок своєї молекулярно-кінетичної природи [15].

В наслідок вітрифікації [15, 29] відбувається помітне козвання шини відносно поверхні дорожнього одягу та знижується реалізоване зчеплення, оскільки густина виникнення сил тертя в плямі контакту зменшується. Дослідження виконані в роботі [29] показали, що якщо зберігається відношення між амплітудою h та довжиною l в нерівностях опорної поверхні (рис. 1.3 а, б), це не впливає на густину виникнення сил тертя в плямі контакту шини з опорною поверхнею, навіть при збільшенні швидкості ковзання шини колеса (рис. 1.3 в) відносно опорної поверхні. Нерівності опорної поверхні зображені на рис. 1.3 а) та 1.3 б) мають ідеалізований вигляд у порівнянні з реальним контактом шини з опорною поверхнею.

З науково-технічної літератури [15-19] відомо, що сила тертя між шиною та нежорстким дорожнім покриттям має дві складові: гістерезисну (деформаційну) та адгезійну.



а) контакт поверхонь з невеликою шорсткістю; б) контакт поверхонь з великою шорсткістю; в) зміна густини виникнення сил тертя в залежності від швидкості ковзання між поверхнями тертя

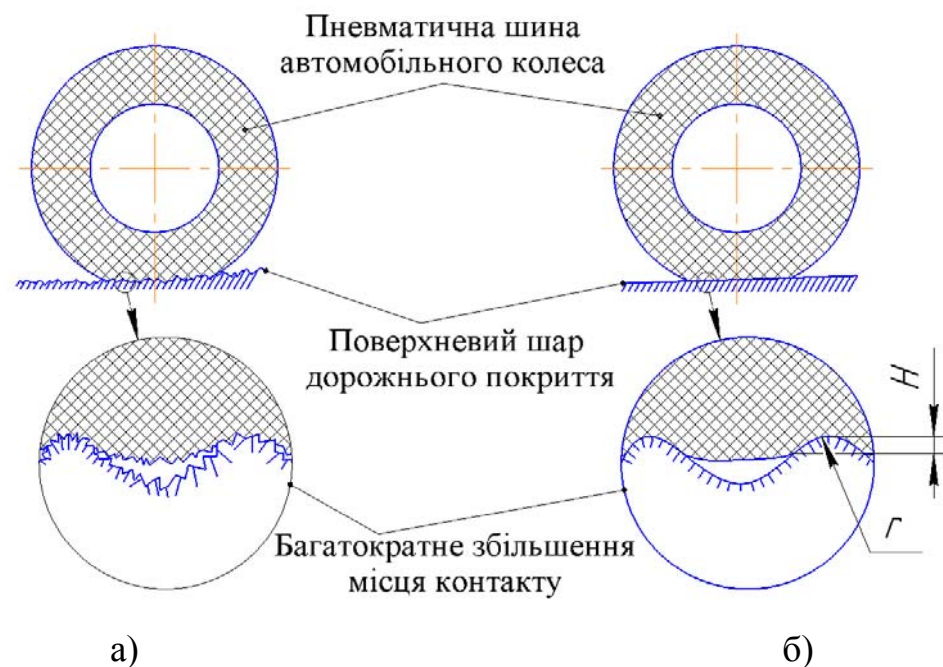
Рисунок 1.3 – Взаємодія поверхонь тертя та густина розподілу сил тертя в контакті

Гістерезисна складова гасить циклічні деформації внаслідок коливального впливу дорожнього покриття на протектор шини, при цьому енергія коливань розсіюється в середині шини за рахунок внутрішнього тертя, як у шарах шини, так і між ними.

Також відомо, що в наслідок гістерезисної складової під час ковзання поверхні пневматичної шини відносно поверхні дорожнього покриття виникає так звана пружна нестабільність, яка обумовлена низьким значенням модуля еластичності пневматичної шини. Так наприклад, внаслідок стискання шини під дією тягового моменту, шина вигинається в передній частині контакту, що призводить до виникнення хвиль у пневматичній шині,

які поширюються від місця виникнення хвилі у бік протилежний напрямку руху КТЗ. Цей ефект, як показують дослідження [32-34] виникає переважно при високих швидкостях руху транспортного засобу на гладких поверхнях дорожнього покриття і в подальшому в роботі розглядатися не буде.

Адгезійна складова має суттєве значення під час постійної довгострокової взаємодії плями контакту шини з поверхнею дорожнього одягу, яке супроводжується підвищенням температури та руйнуванням поверхневих шарів шини за рахунок мікронерівностей дорожнього покриття та мікронерівностей поверхні пневматичної шини (рис. 1.4 а).



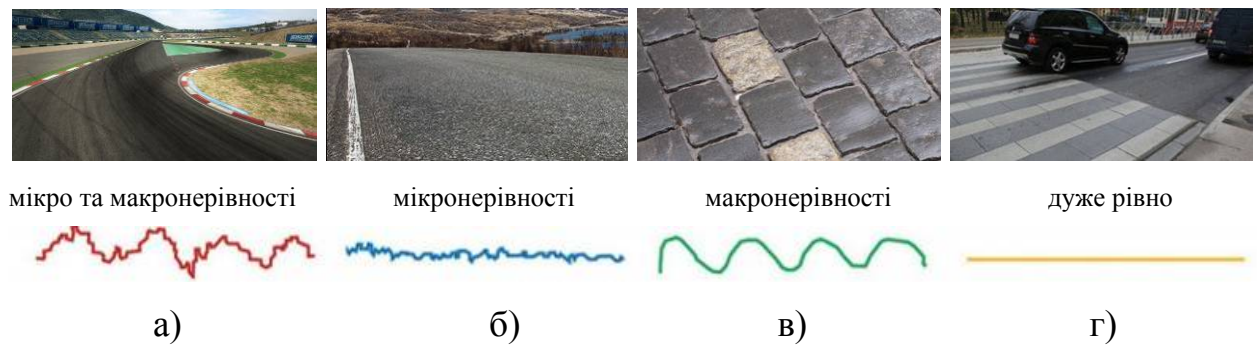
а) структура реального контакту двох поверхонь (макро та мікронерівності);

б) структура ідалізованого контакту (мікронерівностями знехтовано)

Рисунок 1.4 – Характер взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу

Незважаючи на те, що мікронерівності між пневматичною шиною та дорожнім покриттям суттєво підвищують адгезійну складову шини, навіть на мокрому дорожньому покритті, у порівнянні з макронерівностями нею можна знехтувати у багатьох випадках моделювання контактної взаємодії [15-24].

Для наглядного уявлення структури реальних доріг, які використовуються під час експлуатації колісних транспортних засобів та мають мікронерівності з макронерівностями, вони наведені на рисунку 1.5.



- а) структура дороги на гоночному треку; б) структура звичайної дороги;
в) дорога зі зниженим тертям; г) полірована дорожня поверхня
(пішохідний перехід з гранітних плит)

Рисунок 1.5 – Структура деяких автомобільних доріг

Згідно із молекулярно-механічною теорією тертя [15-19], поздовжню реакцію опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу можна представити у наступному математичному вигляді

$$R_x = R_{\text{адг}} + R_{\text{деф}} = (f_{\text{адг}} + f_{\text{деф}}) \cdot R_z, \quad (1.1)$$

де $R_{\text{адг}}$ – адгезійна складова поздовжньої реакції опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу;

$R_{\text{деф}}$ – деформаційна складова поздовжньої реакції опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу;

$f_{\text{адг}}$ – адгезійна складова реалізованого зчеплення внаслідок дії поздовжньої реакції опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу;

$f_{\text{деф}}$ – деформаційна складова реалізованого зчеплення внаслідок дії поздовжньої реакції опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу;

R_z – нормальна (вертикальна) реакція, яка діє у плямі контакту шини з дорожнім покриттям.

Що стосується адгезійної складової поздовжніх реакцій опорної поверхні, то згідно із дослідженнями [15-19] вона підпорядковується біноміальному закону і може бути представлена у вигляді залежності

$$R_{\text{адг}} = f_{\text{адг}} \cdot R_z = \left(\frac{\tau_0}{p_r} + \beta \right) \cdot R_z, \quad (1.2)$$

де τ_0 – питома зсувна міцність молекулярних зв'язків при нульовому фактичному тиску;

β – коефіцієнт зміцнення адгезійних зв'язків під впливом нормальних (вертикальних) напружень;

p_r – тиск у контактї шини з дорожнім покриттям (відношення вертикальної реакції у плямі контакту до площі відбитку шини);

Як показують дослідження наведені у роботі [16] параметри τ_0 та β змінюються в залежності від типу дорожнього покриття і є константами для автомобільних шин різної конструкції, які рухаються відносно дорожнього покриття при повному ковзанні ($S=100\%$). Враховуючи цю обставину з рівняння (1.2) можна побачити, що при 100% ковзанні шини відносно опорної поверхні величина адгезійної складової буде зростати при зростанні нормальної реакції (R_z) або при збільшенні площі контакту шини з дорожнім покриттям (зменшенні тиску у контактї шини з дорожнім покриттям).

Водночас слід зазначити, що в роботах [17, 35] адгезійну складову в залежності від насиченості пружного контакту, пропонується визначати за залежностями:

– насичений пружний контакт

$$R_{\text{адг}} = f_{\text{адг}} \cdot R_z = \left(\frac{2,4 \cdot \tau_0 \cdot (1 - \mu^2)}{E} \cdot \sqrt{\frac{r}{H_{\text{ср}}}} + \beta \right) \cdot R_z, \quad (1.3)$$

– ненасичений пружний контакт

$$R_{\text{адг}} = f_{\text{адг}} \cdot R_z = \left(\frac{2,4 \cdot \tau_0 \cdot (1 - \mu^2) \cdot \sqrt{r}}{k_1 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot \sqrt{E}} + \beta \right) \cdot R_z, \quad (1.4)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності шини, що деформується.

$H_{\text{ср}}$ – середня глибина проникнення нерівності у поверхню шини;

H – глибина занурювання нерівності в поверхню гуми (рис. 1.4 б);

r – умовний радіус нерівності (рис. 1.4 б);

k_1 – коефіцієнт [17, 19], що залежить від параметра ν опорної кривої профілю поверхні і який можна визначити з рисунку 1.6;

ν – параметр функції розподілення матеріалу на нерівностях, який виражається через характеристики шорсткості та визначається з залежності [17]

$$\nu = 2 \cdot t_m \frac{R_p}{R_a} - 1, \quad (1.5)$$

де t_m – параметр функції розподілення матеріалу, який можна визначити з профілограми дорожньої нерівності (див. рис. 1.7) на основі опорної кривої профілю t_p , яку запропонував Е. J. Abbott у 1933 році в своїй роботі [36];

R_p – висота згладжування [17, 37], це відстань від лінії виступів нерівності дорожнього покриття до середньої лінії нерівностей (див. рис. 1.7);

R_a – середнє арифметичне відхилення (по абсолютній величині) [17, 37]

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |h(x)| dx. \quad (1.6)$$

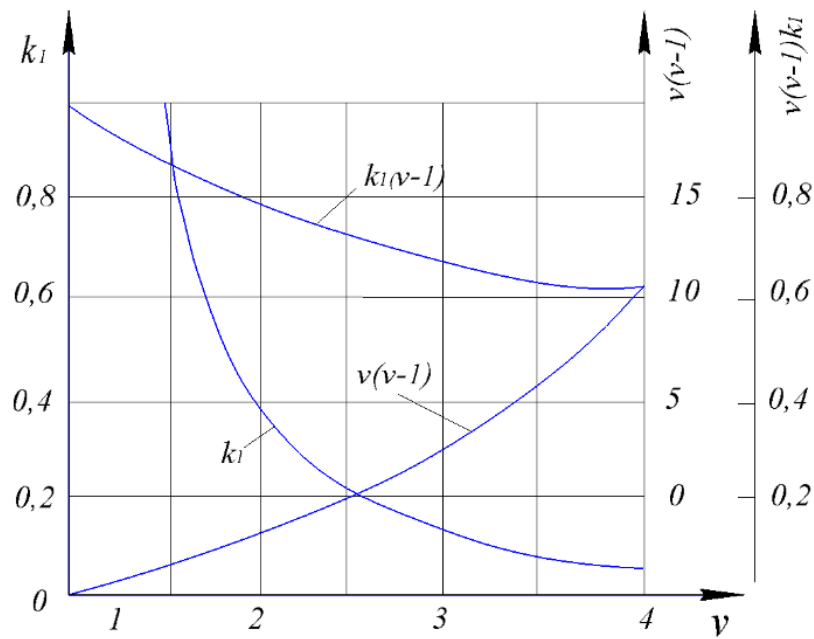


Рисунок 1.6 – Графік для визначення значень $v(v-1)$, $k_1v(v-1)$ та k_1 в залежності від параметра v [19]

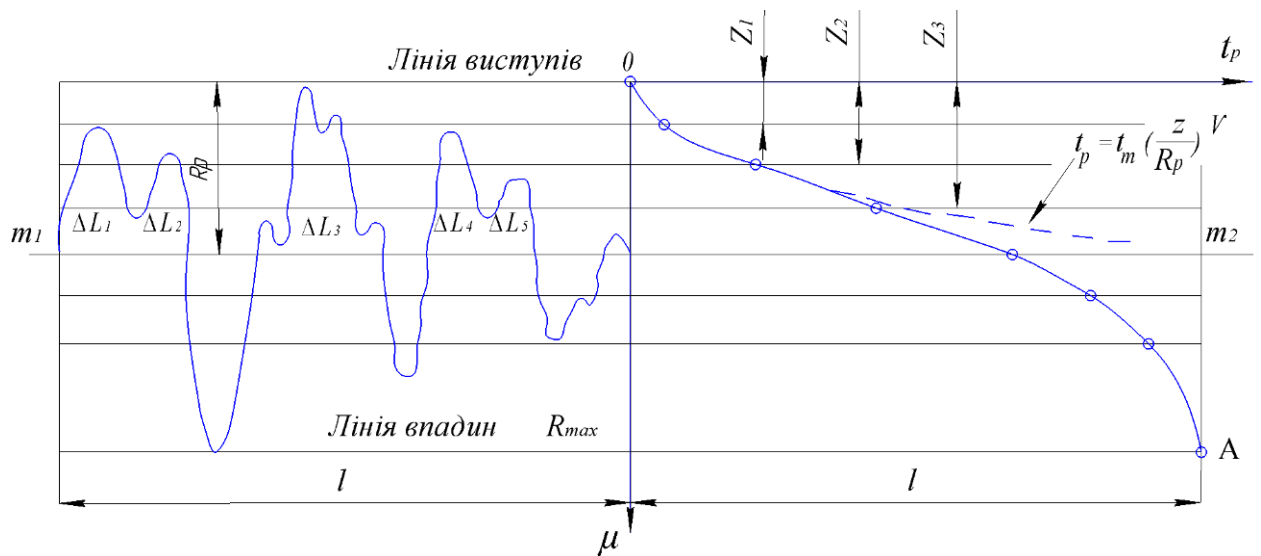


Рисунок 1.7 – Профілограма шорсткості дорожньої поверхні суміщена з опорною кривою профілю t_p [17, 18]

Слід зазначити, що опорна крива профілю t_p є зручним графічним інструментом, який дозволяє будувати залежності опорної довжини профілю від рівня перетину профілю. Опорна крива профілю дозволяє також судити про розподіл вершин мікронерівностей по висоті. Таким чином, проведений аналіз показав, що із збільшенням нормальної (вертикальної) реакції

збільшується адгезійна складова поздовжньої або поперечної реакції опорної поверхні, а із зменшенням кількості мікронерівностей складова поздовжньої або поперечної реакції опорної поверхні зменшується та навпаки.

Що стосується деформаційної складової, то в цьому питанні є багато запитань ніж відповідей. В закордонних публікаціях [38] наводиться інформація, що цю складову можна поділити на три незалежні фізичні властивості шини:

- деформаційна складова, що утворюється в наслідок переміщення;
- деформаційна складова, що утворюється в наслідок в'язкості;
- деформаційна складова, що утворюється в наслідок розриву міжмолекулярних зв'язків у матеріалі шини.

Як показав аналіз науково-технічної літератури [17, 21, 23, 25, 30, 35, 37–40] деформаційну складову можна також представити у вигляді пружного поверхневого контакту, який має насичену та ненасичену структуру.

Для пружного поверхневого контакту, який має насичену структуру, деформаційна складова може бути визначена за залежністю (1.7) згідно дослідження [17], але слід зазначити, що автори роботи [17] виконували дослідження на гумових зразках невеликої форми.

$$R_{\text{деф}} = f_{\text{деф}} \cdot R_z = \frac{3}{16} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{H}{r}} \cdot R_z, \quad (1.7)$$

де α – коефіцієнт гістерезисних втрат (для гуми $\alpha \approx 0,9 \div 0,13$ [17]);

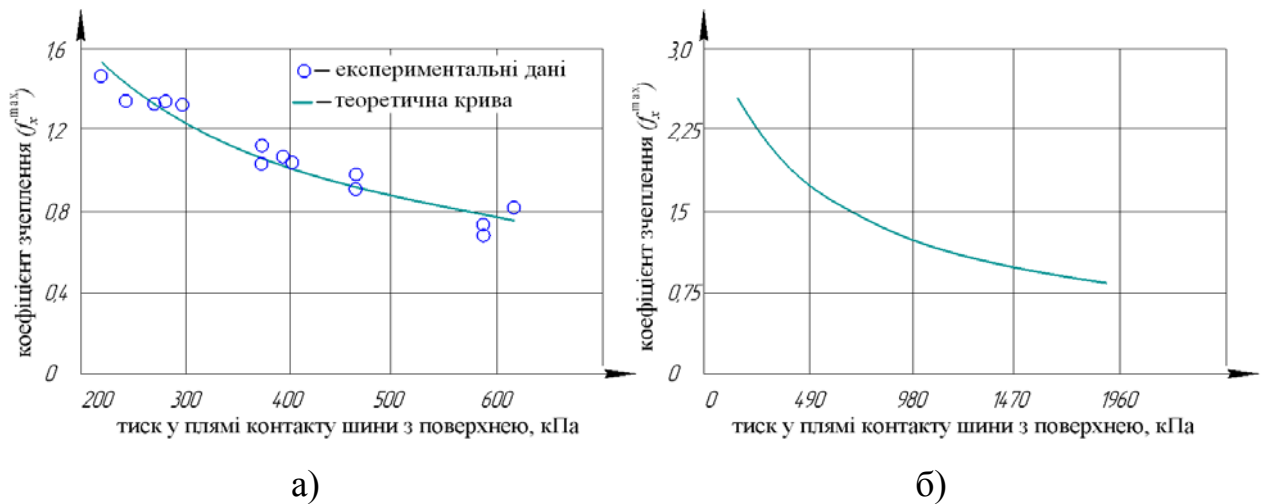
Для ненасиченого пружного поверхневого контакту деформаційна складова має дещо складніший вигляд і може бути визначена за залежністю (1.8), при цьому слід також зазначити, що автори робіт [17, 35] проводили дослідження на гумових зразках також невеликої форми.

$$R_{\text{деф}} = f_{\text{деф}} \cdot R_z = \frac{\frac{3}{8} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{H}{r}}}{k_1 \cdot v \cdot (v^2 - 1)} \cdot R_z. \quad (1.8)$$

Аналіз наведених рівнянь (1.2) – (1.4), (1.7) та (1.8) показує, що в них враховані: фізико-механічні властивості тіл, що контактують через величини E , μ та α ; фізико-хімічні властивості взаємодії – через τ_0 та β ; мікротопографія поверхонь контактування – через параметри v , k_1 та r , а також параметри навантаження – через величину H (H_{cp}). Але вони не дозволяють в повній мірі визначити характер реалізації зчіпних властивостей між шиною автомобільного колеса та дорожнім покриттям, оскільки не дозволяють визначити характер впливу деформаційних складових у внутрішніх шарах пневматичної шини, про що свідчать дослідження наведені в роботах [38–41].

Згідно із дослідженнями наведеними в роботах [38–40, 42] на максимальне значення реалізованого зчеплення ($f_x^{\max} = f_{адг}^{\max} + f_{деф}^{\max}$) з опорною поверхнею (коефіцієнт зчеплення) суттєво впливає вертикальне навантаження на шину (відносний тиск у плямі контакту шини з дорожнім покриттям). Так, наприклад при взаємодії шини автомобільного колеса з металевою поверхнею в залежності від навантаження на шину максимальне реалізоване зчеплення може досягати 1,5 одиниць (рис. 1.8 а), а при взаємодії шини зі скляною поверхнею – 2,5 одиниць (рис. 1.8 б).

Аналогічні результати дослідження [43–45] отримали також і українські вчені Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, які показали (рис. 1.9), що при взаємодії поодинокі шини автомобільного колеса з опорною поверхнею максимальне реалізоване зчеплення не є постійною величиною. Слід зазначити, що дослідження, отримані в роботі [43], в умовах зміни максимального реалізованого зчеплення при невеликому навантаженні на колесо, збігаються з дослідженнями (рис. 1.8 а), які наведено в роботі [40] при аналогічних умовах взаємодії шини з контактною поверхнею.



а) взаємодія пари шина/металева поверхня [40]

б) взаємодія пари шина/скляна поверхня [38, 39]

Рисунок 1.8 – Зниження максимального реалізованого зчеплення з підвищенням нормального тиску в плямі контакту шини з опорною поверхнею

З досліджень наведених на рисунку 1.9 також можна побачити, що максимальне реалізоване зчеплення також залежить від швидкості обертання автомобільного колеса. Із зменшенням швидкості незалежно від нормального (вертикального) навантаження максимальне реалізоване зчеплення зростає в середньому на 36 %.

Таким чином, на основі аналізу зміни деформаційної складової поздовжньої реакції опорної поверхні у плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього одягу, а також на основі експериментальних досліджень зображених на рисунку 1.8 та 1.9, можна зробити висновок, що деформаційна складова ($R_{\text{деф}}$) залежить не тільки від структури поверхні дорожнього покриття, швидкості обертання автомобільного колеса, а й від нормальної (вертикальної) реакції, що діє у плямі контакту шини з дорожнім покриттям.

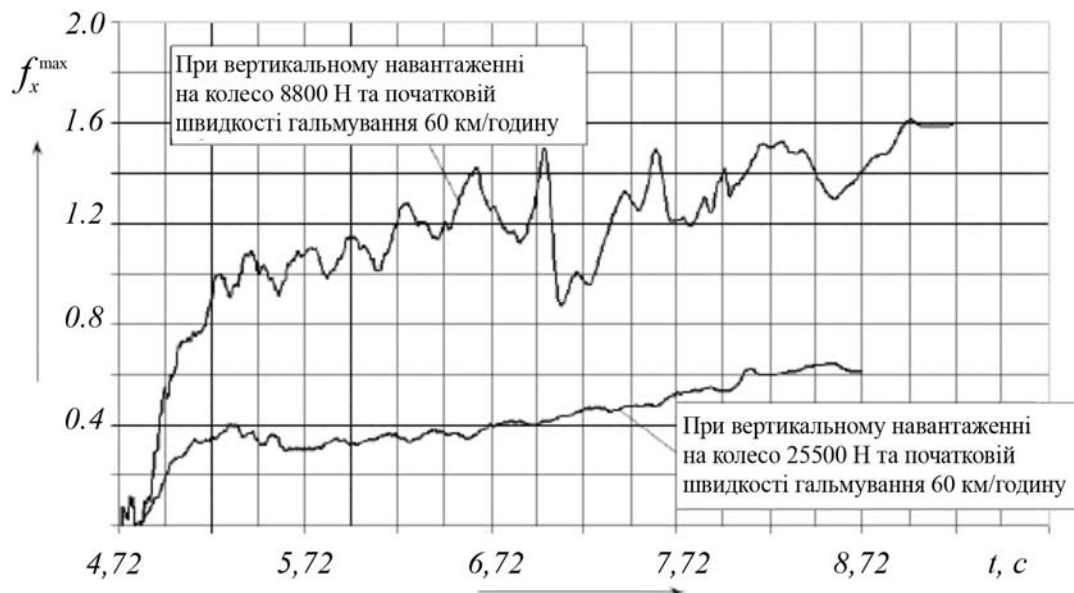


Рисунок 1.9 – Осцилограма експериментальних досліджень процесу реалізації зчеплення шини автомобільного колеса ЗІЛ-4335 (типорозміру шини 11-R20) в залежності від часу, при коченні колеса на межі блокування під впливом антиблокувальної системи по металевому барабану з коефіцієнтом тертя ковзання ($f_{\text{тр}}$) 0,35-0,45 одиниць [40]

Оскільки процес взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття є складним фізичним явищем, яке важко обчислити шляхом визначення параметрів адгезійних та деформаційних складових поздовжньої або поперечної реакції опорної поверхні, в науково-технічній літературі [25, 38, 39, 45, 46] пропонується модель на основі так званої «теорії кріпа» [46–49], яка дозволяє уникнути визначення складних параметрів контактної взаємодії. Аналіз наукових робіт [25, 38, 39, 46–49] показав, що використання «теорії кріпа» дозволяє спростити, не виконуючи складних математичних розрахунків, оцінити зміну поздовжньої реакції опорної поверхні в залежності від коефіцієнта тертя ковзання гуми ($f_{\text{тр}}$) та проковзування (S) шини відносно дорожнього покриття. Сутність запропонованої теорії полягає в тому, що реалізоване зчеплення (в тому числі і максимальне) змінюється в залежності від так званого кута закручування шини [50] відносно поверхні дорожнього покриття.

У відповідності до «теорії кріпа» реалізоване зчеплення можна визначити за залежністю [45, 46]

$$f_x = \frac{C_x \cdot \xi_x}{R_z \cdot r_d}, \quad (1.9)$$

де C_x – крутильна жорсткість шини, Н·м/рад;

ξ_x – кут закручування шини, рад.

r_d – динамічний радіус колеса, м.

Крутильну жорсткість шини для навантажень від нуля до 40000 Н та її кут закручування можна визначити за відповідними залежностями (1.10) та (1.13) [3, 13, 45, 46], які мають напівемпіричний характер та отримані в стендових умовах при температурі навколишнього середовища 20°C.

$$C_x = \left(100 - \frac{B_0}{g \cdot C_x^{P_{\max}}} \cdot \exp(10 \cdot B_1 \cdot p_{\text{ш}}^2) \right) \cdot (8,6 \cdot 10^{-2} \cdot R_z - 1,03 \cdot 10^{-6} \cdot R_z^2), \quad (1.10)$$

де $p_{\text{ш}}$ – тиск у шині, МПа;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$C_x^{P_{\max}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості шини при максимально допустимому тиску повітря в шині (визначається при максимально допустимому навантаженні на шину), Н·м/рад;

B_0 та B_1 – коефіцієнти, які визначаються з залежностей

$$B_0 = \frac{1000 \cdot C_x^{P_{\min}}}{\exp(B_1 \cdot P_{\min})}, \quad (1.11)$$

$$B_1 = \frac{\ln\left(\frac{C_x^{P_{\max}}}{C_x^{P_{\min}}}\right)}{P_{\max} - P_{\min}}, \quad (1.12)$$

де $C_x^{P_{\min}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості шини при мінімально допустимому тиску повітря в шині (визначається при максимально допустимому навантаженні на шину), Н·м/рад;

$P_{\max}$ – максимальний тиск у шині, МПа;

$P_{\min}$ – мінімальний тиск у шині, МПа.

$$\xi_x = \frac{a_0^\xi \cdot S}{b_0^\xi + c_0^\xi \cdot S + S^2} + \xi_0, \quad (1.13)$$

де a_0^ξ , b_0^ξ та c_0^ξ – коефіцієнти, що визначаються з залежностей (1.14) – (1.16);

ξ_0 – кут закручування шини, який виникає в наслідок дії сили опору кочення автомобільного колеса, рад.

$$a_0^\xi = \frac{(\xi_x^{\max} - \xi_0)(\xi_x^{\text{тр}} - \xi_0)(1 - S_{\text{кр}})^2}{\xi_x^{\max} - \xi_x^{\text{тр}}}, \quad (1.14)$$

$$b_0^\xi = S_{\text{кр}}^2, \quad (1.15)$$

$$c_0^\xi = \frac{(\xi_x^{\text{тр}} - \xi_0)(1 + S_{\text{кр}}^2) - 2 \cdot S_{\text{кр}} \cdot (\xi_x^{\max} - \xi_0)}{\xi_x^{\max} - \xi_x^{\text{тр}}}, \quad (1.16)$$

де $S_{\text{кр}}$ – критичне проковзування шини автомобільного колеса;

$\xi_x^{\text{тр}}$ – кут закручування шини в наслідок реалізації між шиною та опорною поверхнею коефіцієнта тертя ковзання ($f_{\text{тр}}$), рад;

Для двох різних станів руху автомобільного колеса (яке котиться з максимальною ефективністю ($\xi_x^{\max}$) та заблоковане ($\xi_x^{\text{тр}}$)) значення ξ_x може бути визначене з виразів (1.17) та (1.18) [13, 45] відповідно

$$\xi_x^{\max} = f_{\text{тр}} \cdot r_d \cdot (4,625 - 4,29 \cdot \exp(0,0018 \cdot V_k)), \quad (1.17)$$

$$\xi_x^{\text{тр}} = \frac{0,219 \cdot f_{\text{тр}} \cdot r_d}{\exp(0,01861 \cdot V_a)}, \quad (1.18)$$

де $f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя ковзання;

V_k – лінійна швидкість колеса, приведена до осі обертання колеса, м/с;

V_a – лінійна швидкість руху транспортного засобу під час гальмування, м/с.

Таким чином, використання «теорії кріпа» дає змогу визначити реалізоване зчеплення між шиною автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття в будь яких зчіпних, навантажувальних та експлуатаційних умовах руху колісного транспортного засобу.

Слід зазначити, що всі дослідження наведені вище в даній роботі, стосуються взаємодії шини поодинокого автомобільного колеса транспортного засобу і не відображають характеру впливу на значення реалізованого зчеплення конструктивних особливостей ошинування коліс (наприклад здвоєних або строєних коліс), тому дослідження питання взаємодії шин здвоєних коліс транспортного засобу з не жорстким дорожнім покриттям є актуальним і потребує додаткових напрацювань, як теоретичного, так експериментального характеру.

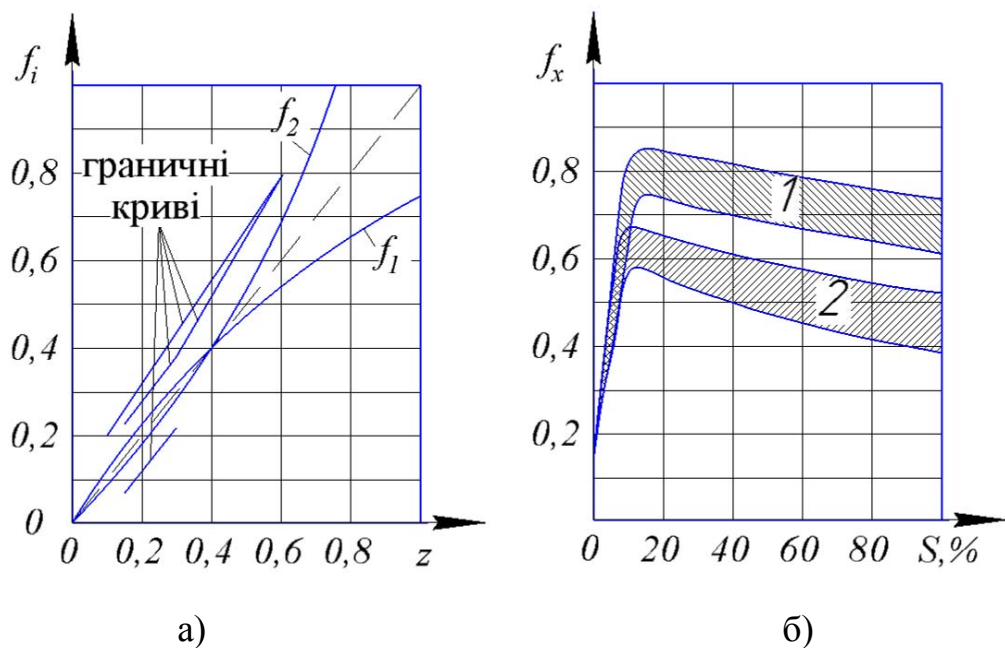
1.2 Особливості реалізації зчеплення між шиною та поверхнею дорожнього покриття

Аналіз науково-технічної літератури [15-60] показав, що дуже часто для позначення одного і того ж фізичного явища авторами використовуються різні літери, наприклад для позначення коефіцієнта зчеплення використовуються: φ або k або γ або μ або $f_x^{\max}$, що ускладнює розуміння сутності описаного явища, а отже призводить до непорозумінь серед дослідників процесу взаємодії шини автомобільного колеса з дорожнім покриттям.

Варто також зауважити, що один і той же фізичний процес по-різному представлений в нормативних документах [61, 62], підручниках з теорії автомобіля [24–29, 63–67] і наукових публікаціях [15-60], що додатково ускладнює процес розуміння явища реалізації зчіпних властивостей між

шиною автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття. Тому, в подальшому дослідженні будемо використовувати терміни наведені в Додатку А, які відображають фізичний процес взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття.

Як наочний приклад до сказаного вище, наведемо експериментальні дослідження взаємодії шини легкового автомобіля з опорною поверхнею (рис. 1.10 б) [68] та теоретичний розрахунок (рис. 1.10 а), який регламентовано Додатком 10 Правил ООН №13 [61, 62].



а) в залежності від коефіцієнта гальмування z ;

б) в залежності від ковзання S колеса відносно опорної поверхні

Рисунок 1.10 – Зображення реалізованого зчеплення f

На першому рисунку зображені реалізовані зчеплення передньої (f_1) та задньої (f_2) вісі двовісного колісного транспортного засобу, а на другому рисунку зображені діапазони зміни реалізованого зчеплення між шиною легкового автомобіля (діагональної конструкції) і асфальтовим дорожнім покриттям отримані під час випробувань на полігоні в науково-дослідному автомобільному і автотранспортному інституті (НАМІ).

При виконанні досліджень на полігоні в НАМІ [68], колесо легкового автомобіля блокувалося в умовах взаємодії шини з сухим асфальтовим покриттям (заштрихований діапазон 1) і в умовах взаємодії - з асфальтовим покриттям, яке мало шар води до 3 мм (заштрихований діапазон 2). Слід зазначити, що зміна реалізованого зчеплення, в залежності від ковзання шини колеса відносно опорної поверхні, відбувалось при постійному навантаженні на колесо та при різних зчіпних умовах його руху.

Вочевидь, що на рисунку 1.10 а) та рисунку 1.10 б) показаний один і той же фізичний процес - зміна реалізованого зчеплення при коченні колеса.

Для адекватного порівняння цих процесів слід розглядати взаємодію з опорною поверхнею одночасно, як мінімум чотирьох коліс транспортного засобу, але у випадках зображених на рисунку 1.10 вважатимемо, що розглядається двоколісний транспортний засіб. Отже, відмінності між рисунками (рис. 1.10 а та рис. 1.10 б) полягатимуть в тому, що на першому рисунку криві реалізованого зчеплення (f_i), відповідного колеса двоколісного транспортного засобу можуть бути побудовані нескінченно довгими, а на другому вони мають граничне своє значення ($f_x^{\max}$).

Граничне значення реалізованого зчеплення обумовлює потенційні зчіпні властивості, які виникають між шиною та дорожнім покриттям в наслідок гальмування колісного транспортного засобу. Якщо розглядати увесь процес реалізації зчіпних властивостей пари, що взаємодіє (шина-дорожнє покриття) під час гальмування автомобільного колеса, то можна виділити характерні ключові точки цієї взаємодії (див. рис. 1.11) у відповідності до типових даних (див. рис. 1.12 та рис. 1.13) отриманих експериментальним шляхом. Наявність коефіцієнту опору коченню (f_0) при відсутності проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття підтверджується експериментальними дослідженнями наведеними в наукових роботах [41, 79] та в інформаційних проспектах [80, 81] компанії Michelin Technology Society (Франція).

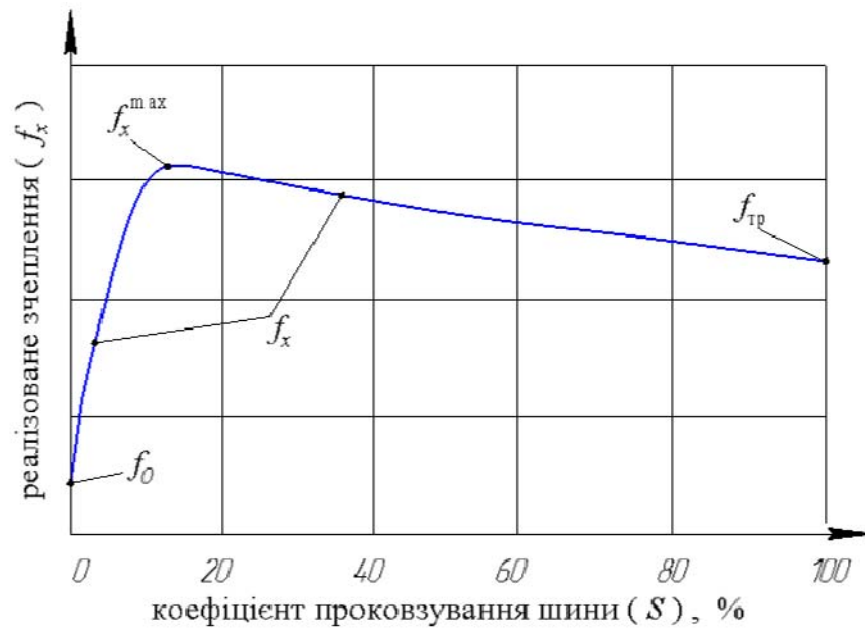


Рисунок 1.11 – Графік залежності величини реалізованого зчеплення f_x від проковзування шини (S) відносно поверхні дорожнього покриття

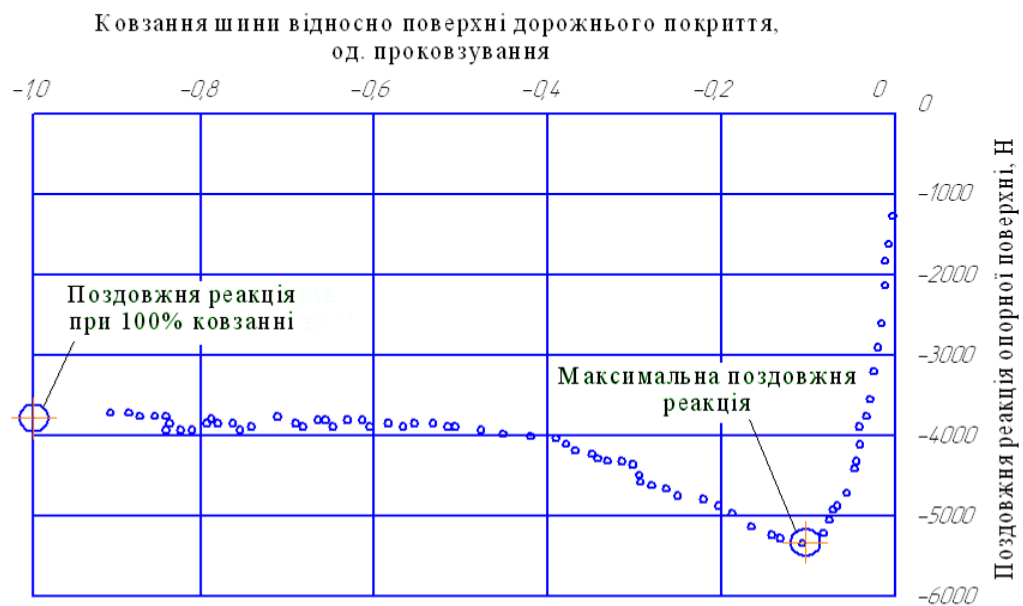
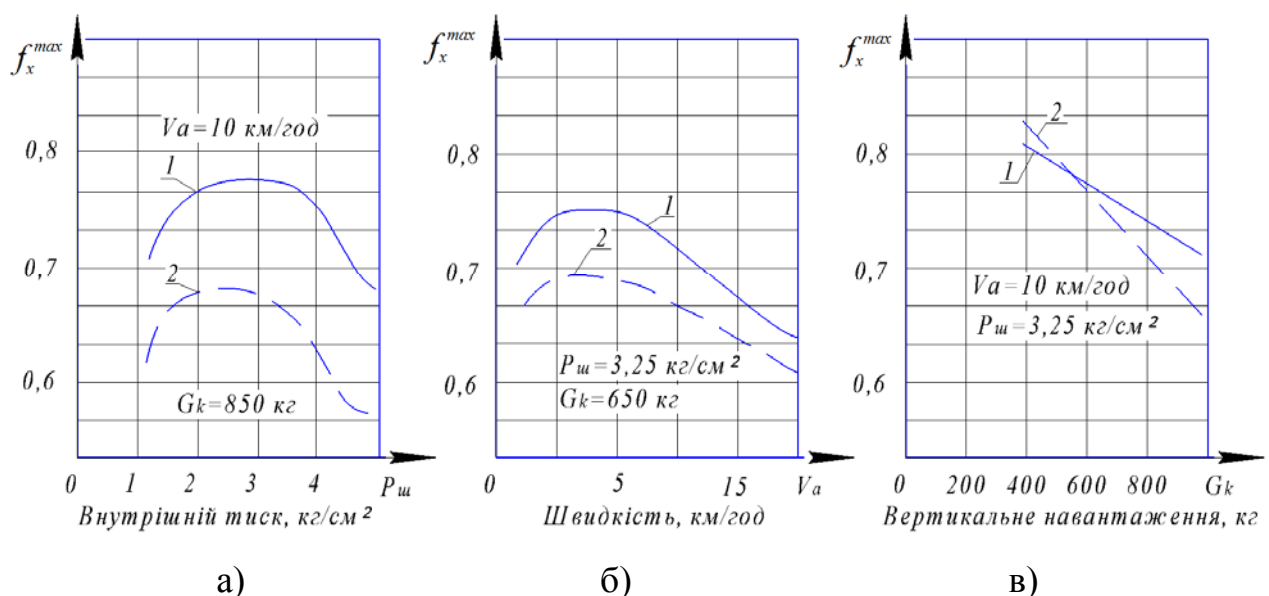


Рисунок 1.12 – Типова реалізована поздовжня сила зчеплення (поздовжня реакція опорної поверхні R_x) в залежності від проковзування шини (S) відносно поверхні дорожнього покриття при дії постійного навантаження на колесо (нормальна (вертикальна) реакція, яка діє у плямі контакту шини з дорожнім покриттям R_z) [41]

Аналіз експериментальних досліджень, що оприлюднені в науково-технічній літературі [20 - 22, 24, 25, 28 - 30, 32, 34, 36 – 42, 45, 46, 54, 68] показав, що максимальна величина реалізованого зчеплення ($f_x^{\max}$) є не постійною величиною під час взаємодії шини з однією і тією ж поверхнею дорожнього покриття. Так, наприклад збільшення величини вертикального навантаження R_z на колесо призводить до зниження максимальної величини реалізованого зчеплення ($f_x^{\max}$) (див. рис. 1.13 в), як і збільшення швидкості руху колісного транспортного засобу (див. рис. 1.13 б), а також збільшення тиску в пневматичній шині (див. рис. 1.13 а).



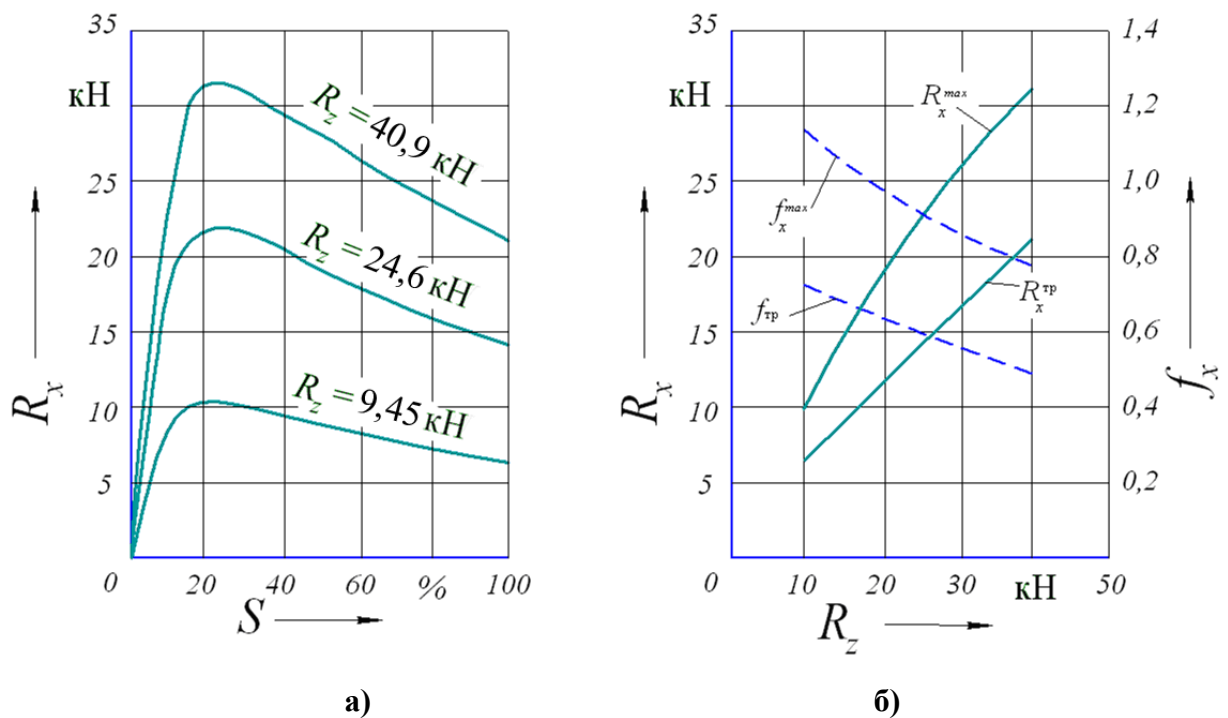
1 – сухе асфальтове покриття; 2 – вологе асфальтове покриття

Рисунок 1.13 – Залежність максимальної величини реалізованого зчеплення ($f_x^{\max}$) від тиску повітря в шині (а), початкової швидкості гальмування транспортного засобу (б) та вертикального навантаження на колесо (в) [27]

Аналіз кривих (рис. 1.14 а) отриманих в роботі [69] експериментальним шляхом на дорозі з сухим асфальтовим покриттям, які оприлюднені в роботах [28, 70] показує, що при збільшенні вертикального навантаження на колесо відповідно до рівняння (1.1) максимальна поздовжня реакція опорної

поверхні (поверхні дорожнього покриття) на колесо $R_x^{\max}$ збільшується, але не пропорційно збільшенню нормальної реакції R_z (рис. 1.14 б).

З ілюстрацій, зображених на рисунку 1.14 очевидно, що зі збільшенням нормальної реакції R_z значення максимального реалізованого зчеплення ($f_x^{\max}$) знижується. Причому слід зазначити, що при збільшенні нормальної реакції R_z майже в 4 рази значення максимальної поздовжньої реакція дороги $R_x^{\max}$ збільшується всього в 3 рази, а значення максимального реалізованого зчеплення навпаки зменшується в 1,5 рази.



а) експериментальні дослідження [69];

б) відображення експериментальних досліджень [69] в координатах поздовжня реакція R_x та реалізоване зчеплення f_x від нормальної реакції R_z

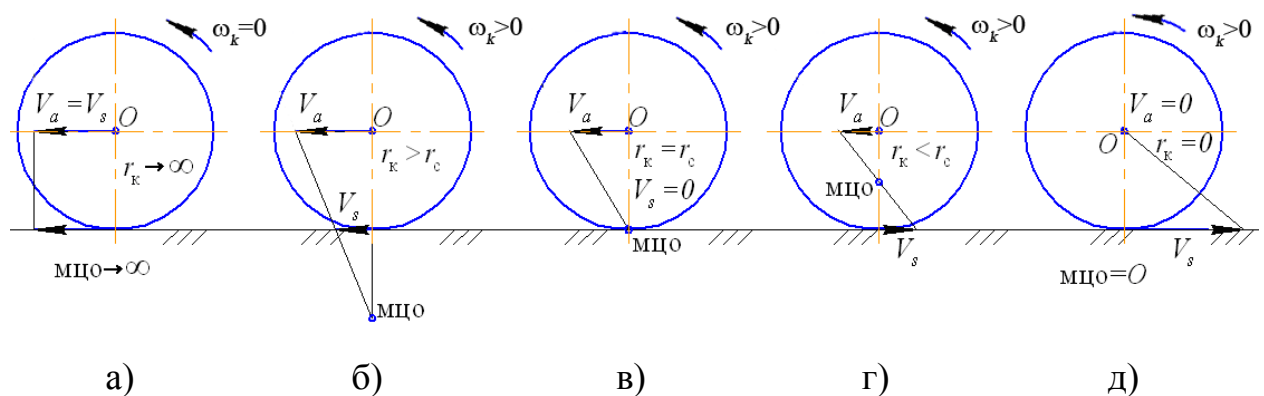
Рисунок 1.14 – Вплив нормальної реакції R_z на поздовжню реакцію опорної поверхні R_x , що виникає в зоні контакту шини 10.00 - 20 F вантажного автомобіля з асфальтовим покриттям

Отже, можна зробити висновок, що між поздовжньою реакцією дороги $R_x^{\max}$ та нормальною реакцією R_z спостерігається нелінійність, яка в більшій мірі виражається, якщо поздовжню реакцію дороги представити у вигляді реалізованого зчеплення $f_x^{\max}$ (див. рис. 1.14 б).

1.3 Вплив кінематичних факторів на процес взаємодії колеса з поверхнею дорожнього покриття

Відомо, що якщо представити автомобільне колесо у вигляді абсолютно твердого тіла, то воно буде дотикатися до поверхні дорожнього покриття в місці, яке є проекцією вісі колеса на поверхню дорожнього покриття і називається миттєвий центр обертання (мцо позначено на рис. 1.15).

У разі коли $V_s = V_a$ відбувається 100% ковзання колеса відносно поверхні дорожнього покриття (рис. 1.15 а), миттєвий центр обертання знаходиться в нескінченності.



- а) – повне ковзання шини колеса відносно поверхні дорожнього покриття;
- б) – кочення з частковим проковзуванням шини автомобільного колеса відносно дорожнього покриття;
- в) – кочення без проковзування;
- г) – кочення з частковим буксуванням автомобільного колеса;
- д) – повне буксування автомобільного колеса

Рисунок 1.15 – Положення миттєвих центрів обертання (мцо) автомобільного колеса

При $V_s < V_a$ відбувається кочення автомобільного колеса з частковим проковзуванням (рис. 1.15 б), миттєвий центр при цьому знаходиться нижче плями контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, а якщо V_s має протилежний напрямок дії ніж V_a то відбувається часткове буксування колеса (рис. 1.15 г), при цьому миттєвий центр переміщується ближче до осі колеса та розташовується вище плями контакту шини з поверхнею дорожнього покриття.

У випадку, коли швидкість ковзання (V_s) в місці контакту шини з поверхнею дорожнього покриття дорівнює нулю, відбувається ведене кочення автомобільного колеса (рис. 1.15 в), миттєвий центр обертання знаходиться в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття.

Випадок, коли V_a дорівнює нулю (рис. 1.5 д), а швидкість ковзання спрямована в напрямку обертання автомобільного колеса, то відбувається повне буксування елементів плями контакту відносно поверхні дорожнього покриття, миттєвий центр обертання співпадає з віссю обертання автомобільного колеса.

На основі відношення швидкості ковзання (V_s) до лінійної швидкості руху транспортного засобу, у процесі гальмування КТЗ, не складно визначити величину проковзування (S) шини відносно поверхні дорожнього покриття, з залежності (1.19), яка виражена у відсотках ковзання.

$$S = \frac{V_s}{V_a} \cdot 100\% = \frac{V_a - V_k}{V_a} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{\omega_k \cdot r_k}{V_a}\right) \cdot 100\% \quad (1.19)$$

де ω_k – кутова швидкість обертання автомобільного колеса, м/с;

r_k – радіус кочення автомобільного колеса, м;

Для режиму буксування залежність (1.19) прийме вигляд

$$S_t = \frac{V_a}{V_s} \cdot 100\% = \frac{V_k - V_a}{V_k} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{V_a}{\omega_k \cdot r_k}\right) \cdot 100\% \quad (1.20)$$

де S_t – величина ковзання шини відносно поверхні дорожнього покриття в режимі буксування автомобільного колеса.

Таким чином, використання, наприклад, залежності (1.19) разом із залежністю (1.13) дає можливість визначити параметри реалізації зчіпних властивостей пневматичної шини під час гальмування КТЗ.

1.4 Теоретичний аналіз процесу гальмування колісного транспортного засобу

Аналіз науково-технічної літератури [43–45, 71, 75–78] показав, що ефективність гальмування КТЗ залежить від коефіцієнта його гальмування, який можна визначити за окремими математичними залежностями [1, 2, 5, 8, 73, 108], які залежать від маси транспортного засобу, навантаження, що діє на відповідну його вісь та характеристик пневматичних шин встановлених на осях транспортного засобу. Результат рішення цих залежностей змінюється в залежності від режиму руху автомобільних коліс транспортного засобу. Відомо, що в веденому режимі руху коефіцієнт гальмування КТЗ практично рівний коефіцієнту опору коченню ($z \cong f_0$).

В гальмовому режимі, при умові 100 % ковзання шин автомобільних коліс відносно поверхні дорожнього покриття, коефіцієнт гальмування дорівнює коефіцієнту тертя ковзання ($z \cong f_{\text{тр}}$), а при умові ковзання шин

автомобільних коліс менше ніж 100 % – від усіх реалізованих зчеплень (f_{xi}) КТЗ та геометричного положення центру тяжіння автомобіля, як у вертикальній, так і в горизонтальній площині [78].

Отже, якщо теоретично припустити, що існує КТЗ, у якого при гальмуванні всі вісі навантажуються однаково (нормальні (вертикальні) реакції на всіх шинах – однакові), в усіх шинах встановлено однаковий тиск, протектор на всіх шинах зношений однаково, а також відбувається однакове граничне тертя між шиною кожного колеса КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, то коефіцієнт гальмування такого автомобіля буде дорівнювати якомусь реалізованому зчепленню (не обов'язково максимальному його значенню – коефіцієнту зчеплення), але практично такий випадок неможливий на сучасному колісному транспортному засобі, оскільки у реальних КТЗ всі перелічені фактори змінюються в широкому діапазоні.

Окрім цього, пошуковий аналіз проведений в науково-технічній літературі, який наведено в даній роботі, показав, що питанню взаємодії шин здвоєних коліс присвячено не багато наукових робіт [82–84], які опосередковано торкаються процесу реалізації зчепних властивостей шин здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття, та не розкривають фізичної сутності реалізації зчеплення між шинами здвоєних коліс та поверхнею дорожнього покриття.

Оскільки в експлуатації знаходиться багато транспортних засобів, які мають подвійне ошинування задніх коліс, то постає питання, щодо визначення величини реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс таких КТЗ, тому удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу з нежорстким дорожнім покриттям є актуальним дослідженням, яке потребує теоретичного та експериментального обґрунтування.

Висновки по розділу 1.

Проведений аналіз науково-технічної літератури показав, що сучасні методики визначення реалізованого зчеплення шини з поверхнею дорожнього покриття мають недоліки, оскільки вони не враховують ошинування коліс КТЗ, тому це питання є актуальним і потребує подальшого дослідження.

Врахування характеру взаємодії шин здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття впливатиме на динаміку руху транспортного засобу, тому в результаті проведеного попереднього аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Найбільш актуальним методом визначення величини реалізованого зчеплення з поверхнею дорожнього покриття можна вважати метод, що базується на так званій «теорії кріпа», оскільки на його основі можна реалізувати модель взаємодії автомобільного колеса, яка матиме найменшу кількість корегувальних коефіцієнтів;

2. Під час вибору моделі взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття неможна нехтувати впливом вертикального навантаження на колесо, тиском в шині та характером контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, оскільки це призведе до хибного визначення коефіцієнта гальмування колісного транспортного засобу, а отже й до похибок під час розрахунку величини уповільнення КТЗ;

3. Відсутність методів визначення реалізованого зчеплення між шинами здвоєних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття призводить до спрощення математичних моделей динаміки гальмування автомобіля з подвійним ошинуванням його коліс, що не є виправданим, особливо під час досліджень обставин виникнення дорожньо-транспортних подій.

Спираючись на проведений аналіз та попередньо зроблені висновки, для досягнення мети можливо сформулювати наступні етапи дослідження:

1. Виконати теоретичні дослідження характеру реалізації поздовжнього зчеплення між шинами здвоєних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття в різних дорожніх умовах експлуатації автомобіля;

2. Виконати теоретичні дослідження впливу характеру реалізації поздовжнього зчеплення між шинами здвоєних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, з метою уточнення факторів, які впливають на уповільнювання транспортного засобу під час його гальмування;

3. Удосконалити метод визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу з нежорстким дорожнім покриттям, який дозволить уточнити характер уповільнення транспортного засобу, який має вісі зі здвоєними колесами;

4. Виконати експериментальні дослідження взаємодії шин здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття, з метою визначення характеру деформації шин здвоєних коліс в поздовжньому напрямку їх руху;

5. Виконати експериментальні дослідження динаміки гальмування двовісного транспортного засобу, який має подвійне ошинування коліс на межі їх блокування, з метою перевірки теоретичних положень, прийнятих у роботі.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [3, 6, 7, 9–11, 13, 14].

РОЗДІЛ 2

**ВЗАЄМОДІЯ ШИН АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС З ПОВЕРХНЕЮ
ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ДИНАМІКУ
ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Фундаментальною основою активної безпеки транспортного засобу є його гальмові властивості, а характер гальмування залежить від взаємодії шин автомобільного колеса з дорожнім покриттям. Таку взаємодію в теорії руху колісних транспортних засобів прийнято характеризувати реалізованим зчепленням, яке реалізовується в поздовжньому й поперечному напрямках відносно площини обертання автомобільного колеса під час деформації шини при її взаємодії з поверхнею дорожнього покриття. Відомо, що деформації шини автомобільного колеса, які виникають під впливом зовнішніх сил діючих на транспортний засіб, в загальному виді можна розділити на радіальну (нормальну), окружну (тангенціальну) та бокову деформацію.

Слід зауважити, що вказані деформації пневматичної шини автомобільного колеса в чистому вигляді майже не трапляються, практично всі вони знаходяться в тісному зв'язку одна з одною й при роботі навантаженої шини проявляються одночасно, в результаті чого в контакті шини з дорожнім покриттям виникають відповідні реакції, що діють в напрямках протилежних силам, які діють на транспортний засіб. Збільшення кількості коліс на вісях транспортного засобу, відповідно змінюють співвідношення між радіальною (нормальною), окружною (тангенціальною) та боковою деформацією шини, але в науково-технічній літературі [21-25, 38-41, 52, 69-70, 80, 86, 94-107], як показав їх аналіз, питанню цього явища приділено не достатньо уваги, тому розглянемо процес взаємодії здвоєного автомобільного колеса з точки зору деформаційних властивостей його пневматичних шин.

Щодо математичних моделей здвоєних коліс в науково-технічній літературі [99-107] наводяться тільки моделі вертикального навантаження шин під час аналізу його впливу на руйнування поверхні дорожнього покриття. Взагалі то моделі поздовжньої взаємодії здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття в літературі, що аналізувалася відсутні. Винятком є робота [82] в якій розглядається не модель взаємодії шини з поверхнею дорожнього покриття, а метод визначення гальмової сили між здвоєними шинами автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття.

У зв'язку з чим, представимо математичну модель шин здвоєних коліс у вигляді двох пружних елементів (рис. 2.2), яка базується на схемі (див. рис. 2.1 а) під час закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття.

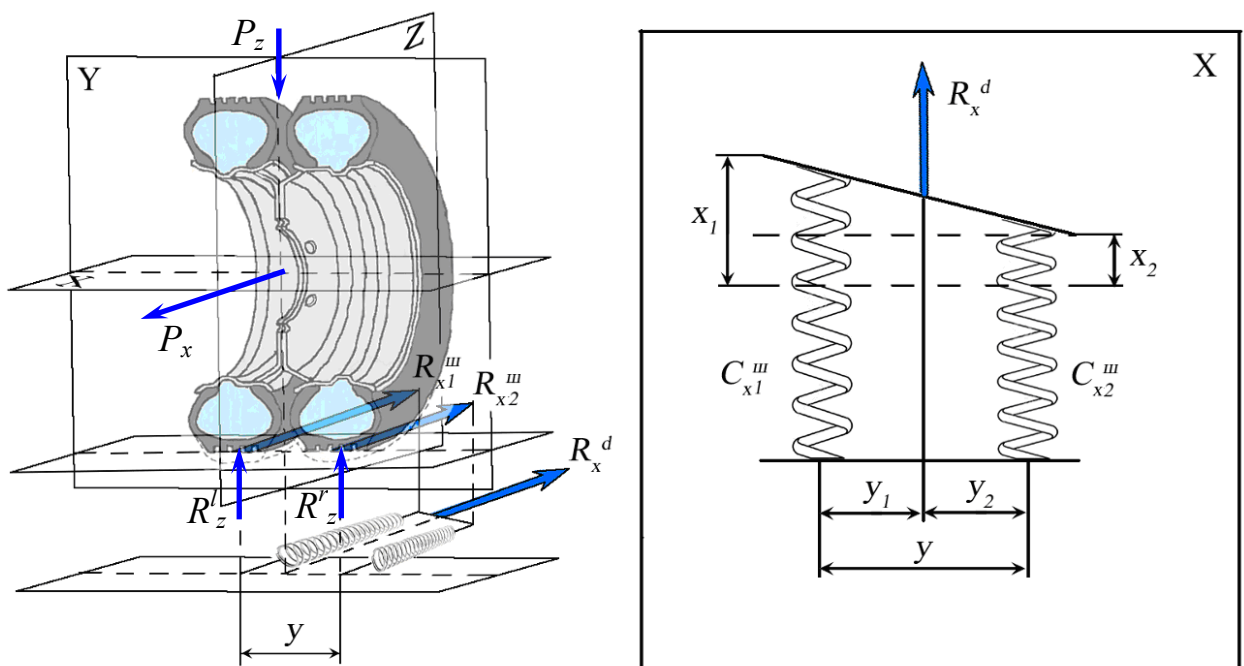


Рисунок 2.2 – Схема сил, які діють під час гальмування КТЗ на його колеса з подвійним ошинуванням

На рисунку 2.2 позначено: R_x – гальмова сила реалізована між автомобільним колесом з подвійним ошинуванням і поверхнею дорожнього покриття, Н; R_{x1}^w та R_{x2}^w – відповідно гальмова сила реалізована кожною

шиною окремо при взаємодії шин здвоєного колеса з поверхнею дорожнього покриття, Н; $C_{x1}^{\text{ш}}$ та $C_{x2}^{\text{ш}}$ – крутильна жорсткість відповідних шин здвоєного колеса в поздовжньому напрямку, під час його перекочування по поверхні дорожнього покриття, Н·м/рад; y_1, y_2 – відстань від осі симетрії колеса до осі симетрії відповідної шини, м; y – відстань між осями симетрії шин подвійного колеса, м; x_1, x_2 – поздовжнє переміщення відповідних шин здвоєного колеса під час його гальмування, м.

З подібності трикутників, зображених на площині X (рис. 2.2), можна побачити, що середнє переміщення шин колеса з подвійним ошинуванням визначається як

$$x = x_2 + \frac{y_2}{y} \cdot (x_1 - x_2) = \frac{y_2}{y} \cdot x_1 + \frac{y_1}{y} \cdot x_2, \quad (2.1)$$

а оскільки гальмова сила реалізована між автомобільним колесом з подвійним ошинуванням і поверхнею дорожнього покриття дорівнює сумі гальмових сил реалізованих кожною шиною окремо

$$R_x = R_{x1}^{\text{ш}} + R_{x2}^{\text{ш}}, \quad (2.2)$$

то можна з суми моментів сил записати

$$y_2 \cdot R_{x2}^{\text{ш}} = y_1 \cdot R_{x1}^{\text{ш}}. \quad (2.3)$$

Переписавши рівняння (2.3) через сумарну гальмову силу (2.2) реалізовану між автомобільним колесом з подвійним ошинуванням і поверхнею дорожнього покриття, отримаємо

$$R_{x1}^{\text{ш}} = \frac{y_2 \cdot R_x}{y_1 + y_2} = \frac{y_2 \cdot R_x}{y}, \quad (2.4)$$

$$R_{x2}^{\text{ш}} = \frac{y_1 \cdot R_x}{y_1 + y_2} = \frac{y_1 \cdot R_x}{y}, \quad (2.5)$$

та використавши закон Гука, для пружних тіл, запишемо

$$x_1 = \frac{R_{x1}^{\text{ш}}}{C_{x1}^{\text{ш}}} = \frac{y_2 \cdot R_x}{C_{x1}^{\text{ш}} \cdot y}, \quad (2.6)$$

$$x_2 = \frac{R_{x2}^{\text{ш}}}{C_{x2}^{\text{ш}}} = \frac{y_1 \cdot R_x}{C_{x2}^{\text{ш}} \cdot y}. \quad (2.7)$$

Підставивши рівняння (2.6) та (2.7) в рівняння (2.1) запишемо залежність

$$x = \frac{y_2}{y} \cdot \left(\frac{y_2 \cdot R_x}{C_{x1}^{\text{ш}} \cdot y} \right) + \frac{y_1}{y} \cdot \left(\frac{y_1 \cdot R_x}{C_{x2}^{\text{ш}} \cdot y} \right) = \frac{R_x}{y^2} \cdot \left(\frac{C_{x2}^{\text{ш}} \cdot y_2^2 + C_{x1}^{\text{ш}} \cdot y_1^2}{C_{x1}^{\text{ш}} \cdot C_{x2}^{\text{ш}}} \right), \quad (2.8)$$

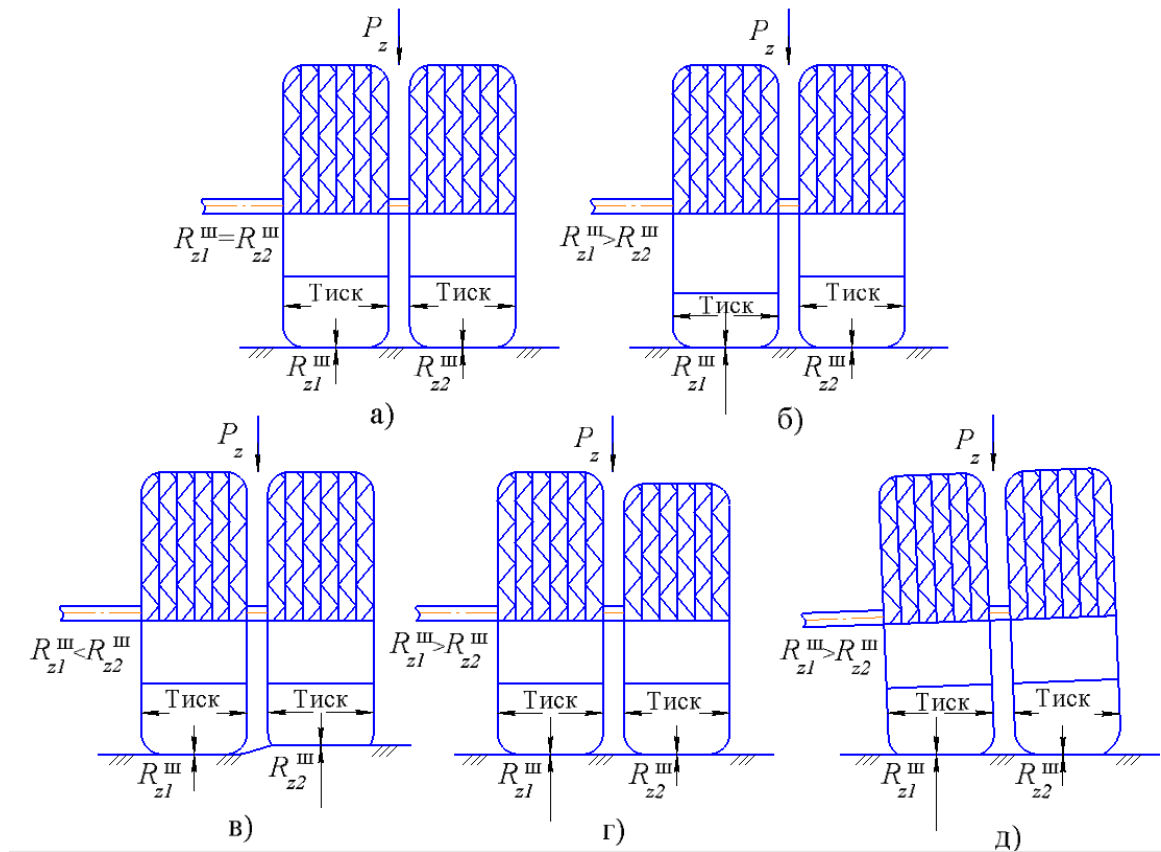
та враховуючи, що $R_x = x \cdot C_{x\text{сп}}^{\text{ш}}$ визначимо сумарну жорсткість шин встановлених на здвоєних колесах КТЗ за рівнянням

$$C_{x\text{сп}}^{\text{ш}} = \frac{C_{x1}^{\text{ш}} \cdot C_{x2}^{\text{ш}} \cdot (y_1 + y_2)^2}{C_{x2}^{\text{ш}} \cdot y_2^2 + C_{x1}^{\text{ш}} \cdot y_1^2} \quad (2.9)$$

У разі, коли $y_1 = y_2$, тобто $C_{x1}^{\text{ш}} = C_{x2}^{\text{ш}}$, рівняння (2.9) прийме відомий вигляд для двох паралельно розташованих пружин

$$C_{x\text{сп}}^{\text{ш}} = \frac{4 \cdot C_{x1}^{\text{ш}} \cdot C_{x2}^{\text{ш}}}{C_{x2}^{\text{ш}} + C_{x1}^{\text{ш}}} = \sum_{i=1}^2 C_{xi}^{\text{ш}} \quad (2.10)$$

але такий випадок можливий тільки, коли колеса з подвійним ошинуванням встановлені на маточині без перекосів (рис. 2.3), шини мають однакову конструкцію та знос малюнку протектору, а також в шинах встановлено однаковий тиск, інакше справедливий вираз (2.9), а не вираз (2.10).



а) ідеалізоване співвідношення $y_1 = y_2$; б) нерівномірність тисків в шинах;

в) за умови нерівномірності поверхні дорожнього покриття;

г) використання різних діаметрів шин; д) за умови деформації вісі

Рисунок 2.3 – Схеми чинників, які визивають нерівномірність відстаней y_1 та y_2 від осі симетрії колеса з подвійним ошинуванням до осі симетрії відповідної шини на маточині

У випадку розташування по одному пружному елементу ліворуч та праворуч від гальмової сили (R_x) реалізованої між автомобільним колесом та поверхнею дорожнього покриття для визначення відстаней y_1 та y_2 використаємо схему (рис. 2.4) вертикального навантаження шин

автомобільного колеса силою P_z . При цьому, розподіл вертикальних навантажень між шинами одного колеса буде відбуватися відносно так званого центра пружності системи (ц.п.), зсув якого при нерівномірній жорсткості шин можна врахувати координатами положення центра пружності y_1^* , y_2^* та Δy відносно координат дії y_1 та y_2 вертикальної сили $P_z = R_z^l + R_z^r$.

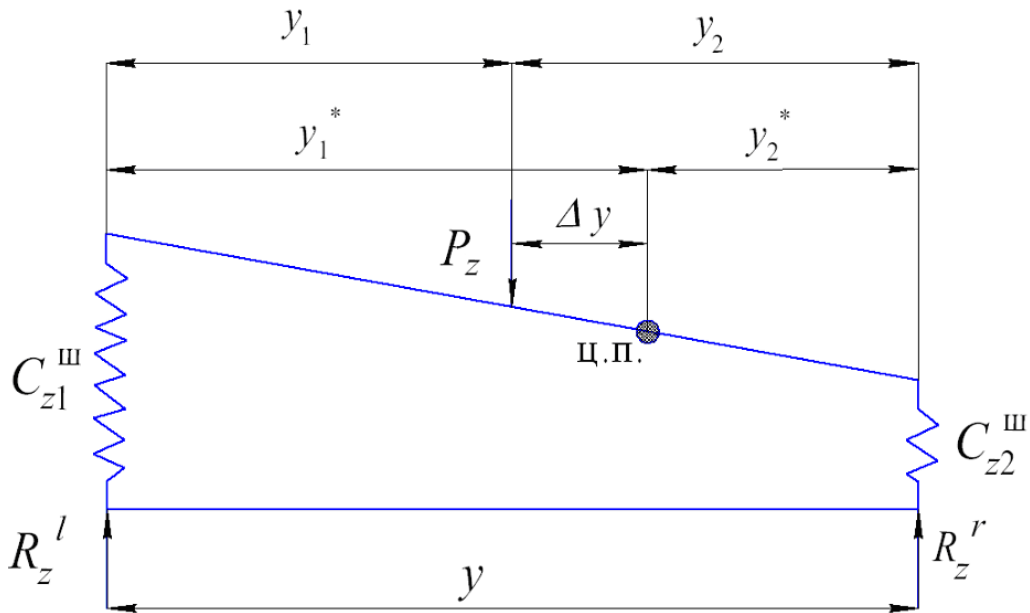


Рисунок 2.4 – Схема навантаження колеса з подвійним ошинуванням (одна шина розташована ліворуч, а одна праворуч від гальмової сили реалізованої між автомобільним колесом та поверхнею дорожнього покриття)

Зі схеми, що зображена на рисунку 2.4 та з урахуванням методики запропонованої в роботі [108] запишемо для шин з подвійним ошинуванням колеса координати y_1 та y_2 у вигляді

$$y_1 = \frac{R_z^r \cdot (y - \Delta y)}{P_z}, \quad (2.11)$$

$$y_2 = \frac{R_z^l \cdot (y - \Delta y)}{P_z}, \quad (2.12)$$

а координати положення центра пружності системи y_1^* , y_2^* та Δy відповідно запишемо у вигляді

$$y_2^* = \frac{y_1 \cdot R_z^l}{R_z^r}, \quad (2.13)$$

$$y_1^* = y - y_2^*, \quad (2.14)$$

$$\Delta y = y_1^* - \frac{y \cdot C_{z2}^{\text{III}}}{C_{z1}^{\text{III}} + C_{z2}^{\text{III}}}. \quad (2.15)$$

де C_{zi}^{III} – відповідна нормальна жорсткість пневматичної шини, Н/м.

Визначення відстаней y_1 та y_2 для розрахунку жорсткості паралельно розташованих пружних елементів, які визивають не паралельне їх стискання або розтягування, дещо ускладниться в порівнянні з випадком подвійного розташування пружних елементів (колеса з подвійним ошинуванням), наприклад для випадків реалізації ошинування колес транспортних засобів, які зображено на рисунку 2.5 та рисунку 2.6.



а)

б)

а) колеса з четверним ошинуванням на легковому автомобілі

Lotus Esprit Turbo (розробка Jerry Juhan) [109];

б) колеса з четверним ошинуванням на тракторі Big Bud 16V-747

Рисунок 2.5 – Зовнішній вигляд колес, які мають четверне ошинування



а)



б)

а) напівпричіп з четверним ошинування лівих та правих коліс;

б) вантажна платформа *KAMAG SHT* для вантажів до 150 тон [110]

Рисунок 2.6 – Зовнішній вигляд вантажних транспортних засобів з колесами, що мають четверне ошинування

Схеми реалізації ошинування автомобільних коліс на таких транспортних засобах можуть мати до чотирьох опорних точок контакту (див. рис. 2.7 б), які взаємодіятимуть з поверхнею дорожнього покриття, за умови її непаралельності [110] відносно рівня горизонту, на різних рівнях один від одного.

Для строеного ошинування колеса, яке має схему навантаження зображену на рисунку 2.8, рівняння для визначення координати y_1 та y_2 запишемо у вигляді

$$y_1 = \frac{(R_{z1}^r + R_{z2}^r) \cdot (y - \Delta y) + R_{z2}^r \cdot y_p}{P_z}, \quad (2.16)$$

$$y_2 = \frac{R_{z1}^l \cdot (y - \Delta y)}{P_z} + \frac{R_{z1}^l \cdot R_{z2}^r \cdot y_p}{P_z \cdot (R_{z1}^r + R_{z2}^r)}. \quad (2.17)$$

Координату положення центра пружності такої системи y_2^* визначимо за залежністю (2.14) розрахувавши координати y_1^* та Δy за відповідними залежностями

$$y_2^* = \frac{y_1 \cdot R_{z1}^l - R_{z2}^r \cdot y_p}{R_{z1}^r + R_{z2}^r}, \quad (2.18)$$

$$\Delta y = y_1^* - \frac{y(C_{z1}^{III-r} + C_{z2}^{III-r}) + y_p C_{z2}^{III-r}}{C_{z1}^{III-l} + C_{z1}^{III-r} + C_{z2}^{III-r}}. \quad (2.19)$$

де C_{z1}^{III-l} та C_{zi}^{III-r} – нормальні жорсткості відповідних пневматичної шини колеса з потрійним ошинуванням (відповідно до схеми на рисунку 2.8), Н/м.

Середню крутильну жорсткість шин, розташованих праворуч від дії сили P_z , визначимо з подібного рівняння (2.9) у вигляді (2.20), яке визначатиме жорсткість системи, що зображена на рисунку 2.8.

$$C_{xcp}^{III-r} = \frac{C_{x1}^{III-r} \cdot C_{x2}^{III-r} \cdot y_p^2}{C_{x1}^{III-r} \cdot y_{s2}^2 + C_{x2}^{III-r} \cdot (y_p - y_{s2})^2}. \quad (2.20)$$

Координату положення центра пружності такої системи y_2^* визначимо за залежністю (2.14) розрахувавши координати y_1^* та Δy за залежностями

$$y_2^* = \frac{y_1 \cdot (R_{z1}^l + R_{z2}^l)}{R_{z1}^r}, \quad (2.24)$$

$$\Delta y = y_1^* - \frac{y \cdot C_{z1}^{III-r} - y_l \cdot C_{z1}^{III-l}}{C_{z1}^{III-l} + C_{z2}^{III-l} + C_{z1}^{III-r}}. \quad (2.25)$$

де C_{zi}^{III-l} та C_{z1}^{III-r} – нормальні жорсткості відповідних пневматичної шини колеса з потрійним ошинуванням (відповідно до схеми на рисунку 2.9), Н/м.

Середню крутильну жорсткість шин, які визначають жорсткість системи, що зображена на рисунку 2.9 визначимо з подібного рівняння (2.9) у вигляді

$$C_{xcp}^{III-l} = \frac{C_{x1}^{III-l} \cdot C_{x2}^{III-l} \cdot y_l^2}{C_{x1}^{III-l} \cdot y_{s1}^2 + C_{x2}^{III-l} \cdot (y_l - y_{s1})^2}, \quad (2.26)$$

або якщо прийняти припущення, що шини з жорсткістю C_{x1}^{III-l} та C_{x2}^{III-l} переміщуються на однакову величину, можна записати вираз (2.26) у вигляді

$$C_{xcp}^{III-l} = \sum_{i=1}^2 C_{xi}^{III-l} \quad (2.27)$$

Таким чином, очевидно, що для четверного ошинування колеса, яке має схему навантаження зображену на рисунку 2.10, рівняння для визначення координат y_1 та y_2 можна записати у вигляді (2.28) та (2.29) відповідно.

$$y_1 = \frac{(R_{z1}^r + R_{z2}^r) \cdot (y - \Delta y) + R_{z2}^r \cdot y_p}{P_z} + \frac{(R_{z1}^r + R_{z2}^r) \cdot R_{z1}^l \cdot y_l}{P_z \cdot (R_{z1}^l + R_{z2}^l)}, \quad (2.28)$$

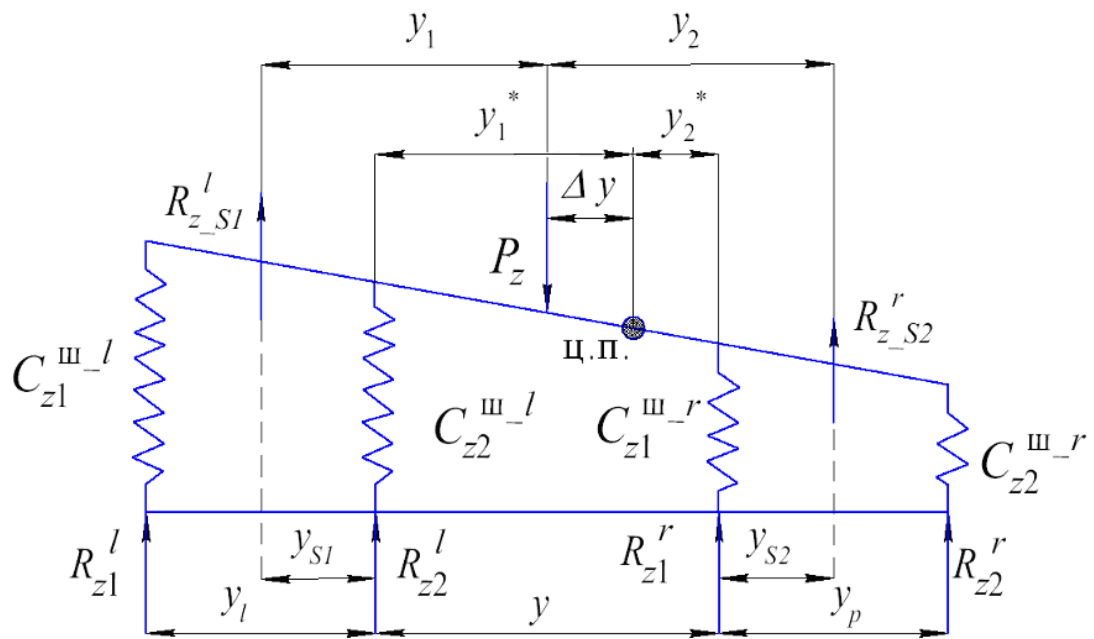


Рисунок 2.10 – Схема з четверним ошикуванням колеса (дві шини розташовано ліворуч, а дві праворуч від гальмової сили реалізованої між автомобільним колесом та поверхнею дорожнього покриття)

$$y_2 = \frac{(R_{z1}^l + R_{z2}^l) \cdot (y - \Delta y) + R_{z1}^l \cdot y_l}{P_z} + \frac{(R_{z1}^l + R_{z2}^l) \cdot R_{z2}^r \cdot y_p}{P_z \cdot (R_{z1}^r + R_{z2}^r)}. \quad (2.29)$$

Координату положення центра пружності такої системи y_2^* визначимо за залежністю (2.14) розрахувавши координати y_1^* та Δy за залежностями

$$y_2^* = \frac{y_1 \cdot (R_{z1}^l + R_{z2}^l) - R_{z2}^r \cdot y_p}{(R_{z1}^r + R_{z2}^r)}, \quad (2.30)$$

$$\Delta y = y_1^* - \frac{y \cdot (C_{z1}^{ш-r} + C_{z2}^{ш-r}) + y_p \cdot C_{z2}^{ш-r} - y_l \cdot C_{z1}^{ш-l}}{C_{z1}^{ш-l} + C_{z2}^{ш-l} + C_{z1}^{ш-r} + C_{z2}^{ш-r}}. \quad (2.31)$$

де $C_{zi}^{ш-l}$ та $C_{zi}^{ш-r}$ – нормальні жорсткості відповідних пневматичної шини колеса з четверним ошикуванням (відповідно до схеми на рисунку 2.10), Н/м.

Середню крутильну жорсткість шин, які визначають жорсткість системи, що зображена на рисунку 2.10 визначимо з подібного рівняння (2.26) та (2.20) відповідно, або прийнявши припущення, що шини з крутильною жорсткістю C_{x1}^{III-l} та C_{x2}^{III-l} , а також, шини з крутильною жорсткістю C_{x1}^{III-r} та C_{x2}^{III-r} переміщуються на однакову величину, середню жорсткість шин можна визначити з залежності (2.27) та (2.21) відповідно для вирішення рівняння (2.9).

Таким чином, можна стверджувати, що нехтування особливостями розподілу вертикального навантаження між шинами коліс транспортного засобу, який має колеса з подвійним, строєним або четверним ошинуванням, може суттєво вплинути на величину реалізованої сили зчеплення між шинами таких коліс та поверхнею дорожнього покриття, тому під час моделювання необхідно враховувати особливості зміни крутильної жорсткості шини в залежності від співвідношення y_1 та y_2 .

Нормальна жорсткість пневматичної шини, в рівняннях (2.15), (2.19) – (2.21), (2.25) – (2.27) та (2.31), як показав аналіз науково-технічної літератури [79], не складно визначити використавши відоме рівняння (2.32), що отримано на основі багатофакторного стендового експериментального дослідження.

$$C_z = \frac{(a_z \cdot R_{zA}^{n_z})^{n_z^{-1}-1}}{n_z \cdot a_z^{n_z^{-1}}} \quad (2.32)$$

де $a_z \approx 0,041 p_{\text{ш}}^{-1,76}$ – коефіцієнт впливу тиску в шині ($p_{\text{ш}}$) на нормальну жорсткість шини, який визначено в роботі [79];

$n_z \approx 0,45 + 0,38 p_{\text{ш}}$ – коефіцієнт впливу тиску в шині ($p_{\text{ш}}$) на нормальну жорсткість шини, який визначено в роботі [79];.

Як зазначається в роботі [79] використання залежності (2.32) дає похибку в розрахунках не більше ніж 17 % при тисках в шині відмінних від номінальних тисків не більше ніж на 25 %.

2.2 Особливості визначення реалізованого зчеплення шин автомобільних коліс на поверхнях дорожнього покриття з високим та низьким коефіцієнтом тертя ковзання

Для визначення величини реалізованого зчеплення пневматичних шин здвоєного, зстроєного або n -го автомобільного колеса, в роботі пропонується експоненційна залежність (2.33), що враховує особливості впливу крутильної жорсткості ($C_{xcp}^{\text{ш}}$) пневматичної шини та величини нормальної (вертикальної) реакції (R_z) в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття.

$$f_x = \frac{1,8 \cdot C_{xcp}^{\text{ш}} \cdot \xi_x}{R_z \cdot r_d \cdot \exp(1,7 \cdot 10^{-4} \cdot C_{xcp}^{\text{ш}})} = \frac{\alpha_{\text{ш}} \cdot C_{xcp}^{\text{ш}} \cdot \xi_x}{R_z \cdot r_d}, \quad (2.33)$$

Співставляючи залежність (2.33) з залежністю (1.9) можна побачити, що вони мають однакову структуру. Різниця між залежностями полягає тільки в тому, що залежність (2.33) дозволяє визначити зчеплення, що реалізується між шинами коліс, які мають більше ошинування аніж одинарне колесо. З рівняння (2.33) можна побачити, що збільшення навантаження на автомобільне колесо з подвійним ошинуванням не дозволяє збільшити реалізоване зчеплення, а навпаки призводить до зменшення реалізованого зчеплення в наслідок того, що збільшення навантаження на шину призводить до збільшення середньої жорсткості шини, яка не може бути досягнута при кутовій деформації шини (ξ_x) на поверхні з тертям ковзання $f_{\text{тр}}$.

Нелінійність впливу реалізації зчеплення між шинами здвоєних або строєних автомобільних коліс можна представити у вигляді графіку (див. рис. 2.11), якщо записати цю нелінійність у вигляді залежності (2.34).

$$\alpha_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\exp(1,7 \cdot 10^{-4} \cdot C_{xcp}^{\text{ш}})}, \quad (2.34)$$

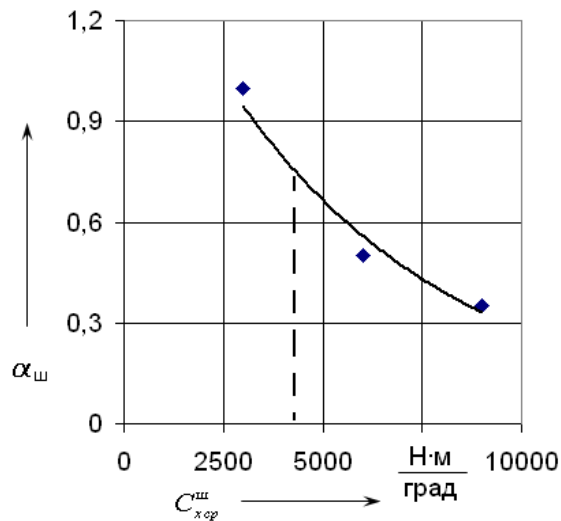


Рисунок 2.11 – Характер зміни нелінійності впливу середньої крутильної жорсткості шин коліс, які мають ошинування більше ніж одинарне, на реалізоване зчеплення між шинами та поверхнею дорожнього покриття

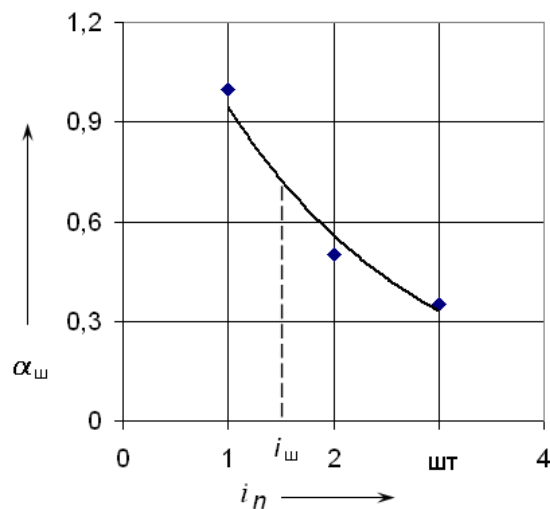


Рисунок 2.12 – Характер зміни нелінійності впливу середньої крутильної жорсткості шин коліс, які мають ошинування більше ніж одинарне, на реалізоване зчеплення між шинами та поверхнею дорожнього покриття в залежності від кількості шин (i_n) встановлених на автомобільне колесо

Характер зміни нелінійності впливу середньої крутильної жорсткості шин коліс, які мають ошинування більше ніж одинарне, на реалізоване зчеплення між шинами та поверхнею дорожнього покриття можна також представити в залежності від кількості шин встановлених на автомобільне колесо (рис. 2.12), але слід зазначити, що таке представлення не дає

можливості оцінити фізичну сутність явища реалізації зчеплення при зростанні середньої жорсткості шин встановлених на одному колесі.

З рисунку 2.12 можна побачити, що широкопрофільні шини, які мають меншу кількість бічних бортів на відміну від здвоєних шин встановлених на одному колесі, можуть вважатися, як наприклад 1,5 шини ($i_{ш}$ на рис.2.12), оскільки середня жорсткість таких шин (рис. 2.11) буде знаходитися між жорсткістю одинарної шини та середньою жорсткістю здвоєних шин.

Таким чином, використовуючи рівняння (2.33) нескладно виконати моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу, визначивши його уповільнення через реалізоване зчеплення, врахувавши особливості ошинування коліс встановлених на одній вісі транспортного засобу.

2.3 Вплив реалізованого зчеплення шин автомобільних коліс на уповільнення колісного транспортного засобу під час його гальмування

Процес гальмування КТЗ характеризується величиною його уповільнення, яка в свою чергу залежить від коефіцієнта гальмування і визначається складною математичною залежністю [1, 2, 5, 13, 71, 108], результат вирішення якої змінюється в залежності від режиму руху коліс транспортного засобу [21–25, 28, 30, 38, 40, 43, 44, 46, 56, 71, 74, 75, 78, 80, 81, 108], а саме:

- ведений режим руху

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_0); \quad (2.35)$$

- гальмовий режим (за умови ковзання коліс $S < 100 \%$)

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_x); \quad (2.36)$$

- гальмовий режим (за умови ковзання коліс $S = 100 \%$)

$$j_x = g \cdot z = g \cdot f(f_{тр}). \quad (2.37)$$

Відомо, що в веденому режимі руху коефіцієнт гальмування транспортного засобу практично дорівнює середньому значенню коефіцієнта опору коченню ($z \cong f_0$) усіх коліс автомобіля.

В гальмовому режимі, за умови ковзання коліс транспортного засобу $S=100\%$ коефіцієнт гальмування транспортного засобу за величиною дорівнює реалізованому зчепленню заблокованого колеса (коефіцієнту зчеплення заблокованого колеса або коефіцієнту тертя ковзання) $z \cong f_{\text{тр}}$.

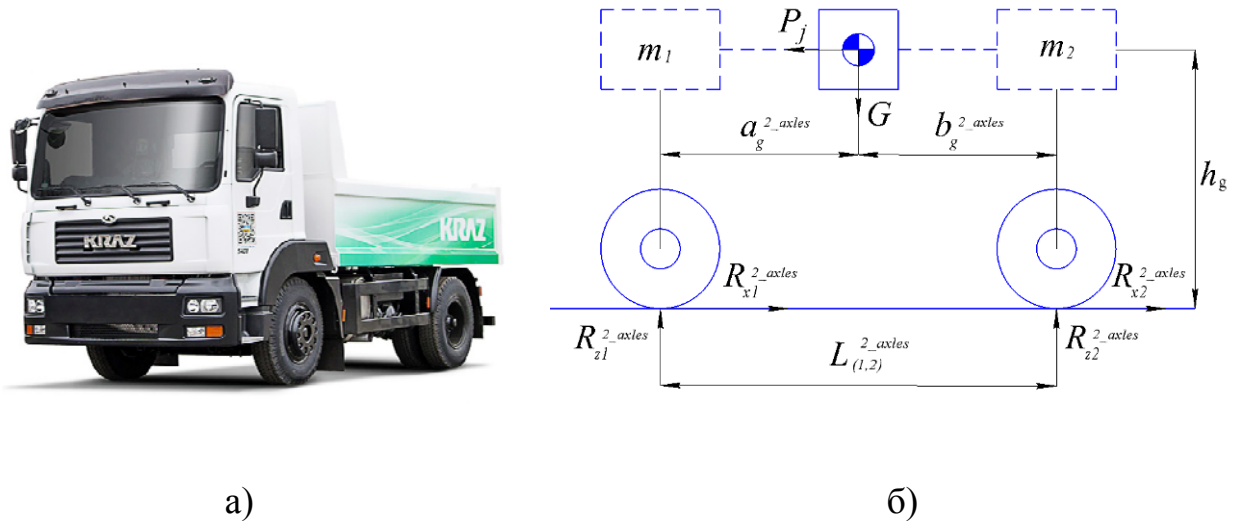
В гальмовому режимі, за умови ковзання коліс транспортного засобу $S < 100\%$, оскільки практично завжди виконується нерівність $z \neq f_i \neq f_{\text{тр}}$, коефіцієнт гальмування транспортного засобу визначається реалізованим зчепленням відповідних вісей КТЗ і геометричним розташуванням його центра тяжіння у вертикальній площині відносно дорожнього покриття і горизонтальній площині відносно точок контакту шин автомобільних коліс з опорною поверхнею [1, 2, 8, 12, 43–45, 71, 75–78, 108].

Аналіз науково-технічної літератури [2, 44, 45, 71, 75, 77, 78, 108] показав, що коефіцієнт гальмування для кожного типу транспортного засобу визначається по окремим залежностям. Так, наприклад для двовісного транспортного засобу (див. рис. 2.13) може бути використана залежність (2.38), яку запропонував В.А. Ілларіонов в своїй роботі [71]. Аналогічна залежність отримана і іншими авторами в роботах [2, 44, 76, 77].

$$z = \frac{f_1 \cdot b_g^2 - \text{axles} + f_2 \cdot a_g^2 - \text{axles}}{L_{(1,2)}^2 - \text{axles} - h_g (f_1 - f_2)}, \quad (2.38)$$

де a_g , b_g и h_g – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно передньої вісі, задньої вісі і висота розташування центру тяжіння над рівнем дороги, м;

$$L_{(1,2)}^2 - \text{axles} = a_g^2 - \text{axles} + b_g^2 - \text{axles} - \text{колiсна база транспортного засобу, м.}$$



а)

б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [129];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.13 – Розподіл умовних передньої та задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

Координати $a_g^{2_axes}$ та $b_g^{2_axes}$ не складно визначити з відомих залежностей

$$a_g^{2_axes} = \frac{L_{(1,2)}^{2_axes} \cdot R_{z2}^{2_axes}}{m \cdot g} \quad (2.39)$$

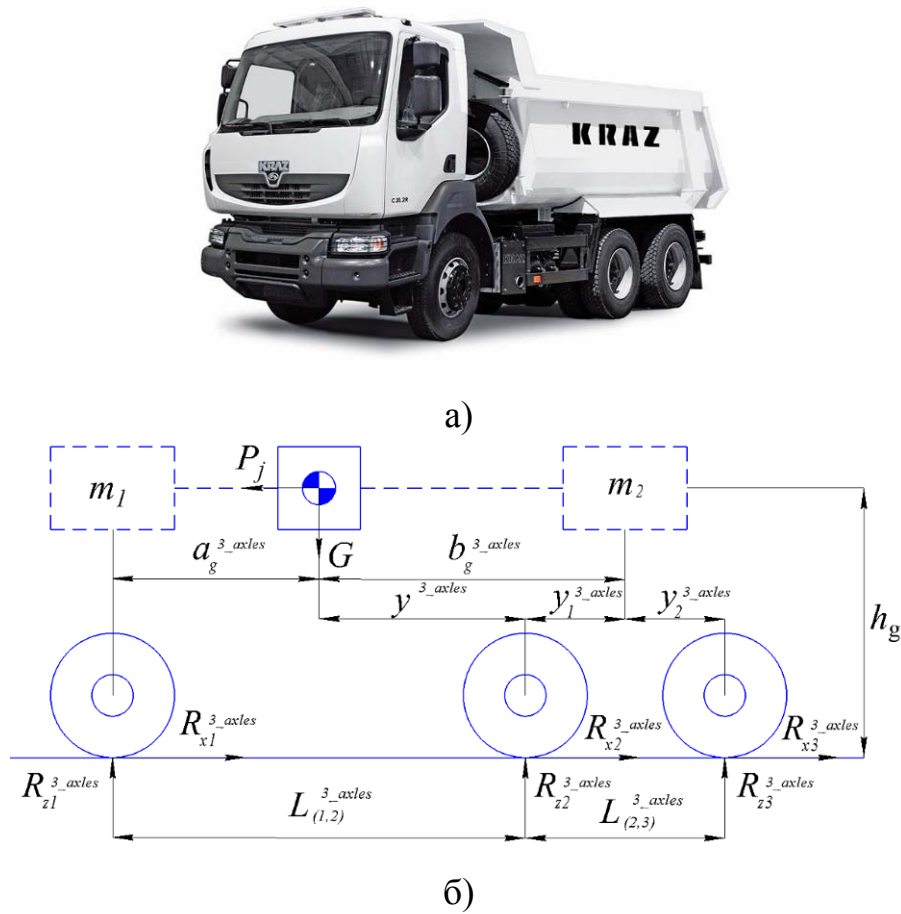
$$b_g^{2_axes} = \frac{L_{(1,2)}^{2_axes} \cdot R_{z1}^{2_axes}}{m \cdot g} \quad (2.40)$$

де $R_{z1}^{2_axes}$ и $R_{z2}^{2_axes}$ – відповідно вертикальні навантаження на передній та задній вісі транспортного засобу, Н;

m – маса транспортного засобу, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

У разі, якщо колісний транспортний засіб має не дві, а три вісі, наприклад одну спереду та дві позаду (див. рис. 2.14), то для такого транспортного засобу залежність (2.38) прийме вигляд (2.41).



а) зовнішній вигляд автомобіля [129];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.14 – Розподіл умовних передньої і задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

$$z = \frac{b_g^{3_axes} \cdot f_1 + a_g^{3_axes} \cdot L_{(1,2)}^{3_axes} \cdot \sum_{n=1}^2 \frac{f_{2_n}}{\lambda_{2_n}^{3_axes} \cdot (L_g^{3_axes} + y_n^{3_axes})}}{L_g^{3_axes} - h_g \cdot \left(f_1 - L_{(1,2)}^{3_axes} \cdot \sum_{n=1}^2 \frac{f_{2_n}}{\lambda_{2_n}^{3_axes} \cdot (L_g^{3_axes} + y_n^{3_axes})} \right)}, \quad (2.41)$$

де $a_g^{3_axes}$ – координата розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно передньої його вісі, м;

$b_g^{3_axes}$ – координата розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно його умовної задньої вісі, м;

$L_g^{3_axes} = a_g^{3_axes} + b_g^{3_axes}$ – колісна база транспортного засобу, м.

Координати a_g^{3-axes} та b_g^{3-axes} можна визначити з відповідних залежностей (2.42) та (2.43), якщо прийняти концепцію, що вони залежать від статичних навантажень на вісі КТЗ.

$$a_g^{3-axes} = \frac{L_{(1,2)}^{3-axes} \cdot (R_{z2}^{3-axes} + R_{z3}^{3-axes}) + L_{(2,3)}^{3-axes} \cdot R_{z3}^{3-axes}}{m \cdot g} \quad (2.42)$$

$$b_g^{3-axes} = \frac{L_{(1,2)}^{3-axes} \cdot R_{z1}^{3-axes}}{m \cdot g} + \frac{R_{z1} \cdot L_{(2,3)}^{3-axes} \cdot R_{z3}^{3-axes}}{m \cdot g \cdot (R_{z2}^{3-axes} + R_{z3}^{3-axes})} \quad (2.43)$$

Коефіцієнт розподілу ваги між задніми мостами визначимо з залежностей, відповідно

$$\lambda_{2-1}^{3-axes} = \frac{(R_{z2}^{3-axes} + R_{z3}^{3-axes})}{R_{z2}^{3-axes}}; \quad (2.44)$$

$$\lambda_{2-2}^{3-axes} = \frac{(R_{z2}^{3-axes} + R_{z3}^{3-axes})}{R_{z3}^{3-axes}}. \quad (2.45)$$

Поздовжні координати y_i^{3-axes} розташування мостів багатовісного КТЗ відносно координат центру тяжіння можна визначити використовуючи залежності

$$y_1^{3-axes} = y^{3-axes} - b_g^{3-axes}, \quad (2.46)$$

$$y_2^{3-axes} = L_{(2,3)}^{3-axes} + y^{3-axes} - b_g^{3-axes}, \quad (2.47)$$

Величину y^3_{-axles} в рівняннях (2.46) та (2.47) визначимо з залежності

$$y^3_{-axles} = L^3_{(1,2)} - \frac{a^3_{-axles} \cdot R^3_{z1} - L^3_{(2,3)} \cdot R^3_{z3}}{R^3_{z2} + R^3_{z3}} \quad (2.48)$$

де R^3_{z1} – вертикальне навантаження на передній вісі транспортного засобу, Н;

R^3_{z2} та R^3_{z3} – вертикальні навантаження на відповідних задніх осях транспортного засобу, Н.

Для чотиривісного колісного транспортного засобу, що розглядається (див. рис. 2.15) залежність (2.38) запишемо у вигляді (2.49), який схожий на запис рівняння (2.41), але враховує особливості реалізації зчеплень на передніх осях автомобіля з двома передніми вісями.

$$z = \frac{b^4_{-axles} \cdot \left(\sum_{i=1}^2 \frac{f_{1-i}}{\lambda^4_{1-i} \cdot (L^4_{-axles} + x^4_{i-axles})} \right) +}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^2 \frac{f_{1-i}}{\lambda^4_{1-i} \cdot (L^4_{-axles} + x^4_{i-axles})} - \right.} \rightarrow \quad (2.49)$$

$$\left. + a^4_{-axles} \cdot \left(\sum_{n=1}^2 \frac{f_{2-n}}{\lambda^4_{2-n} \cdot (L^4_{-axles} + y^4_{n-axles})} \right) \right) \rightarrow$$

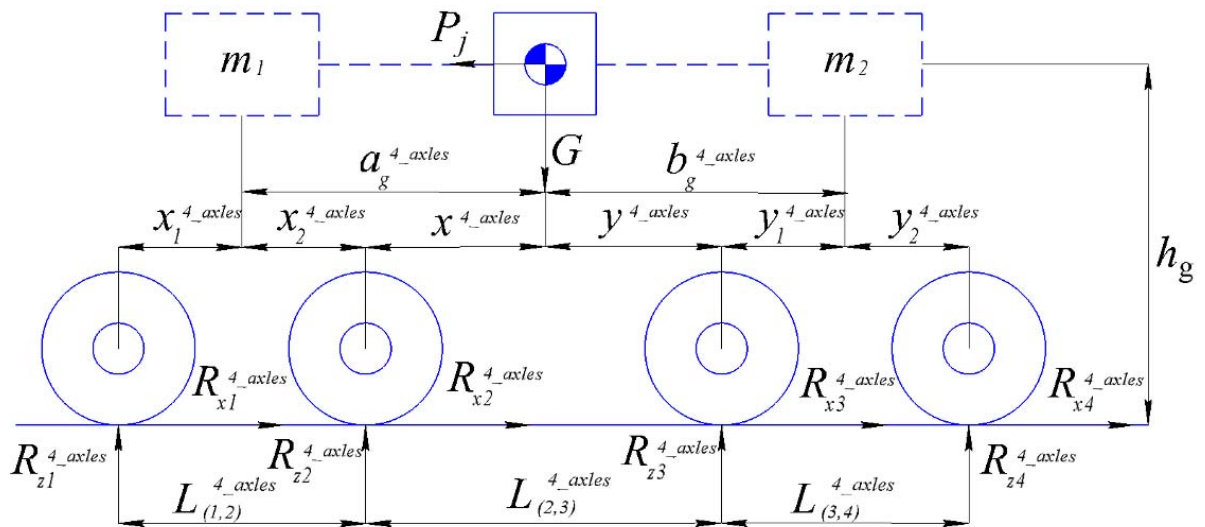
$$\left. - \left(\sum_{n=1}^2 \frac{f_{2-n}}{\lambda^4_{2-n} \cdot (L^4_{-axles} + y^4_{n-axles})} \right) \right)$$

де a^4_{-axles} та b^4_{-axles} – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м;

$L^4_{-axles} = a^4_{-axles} + b^4_{-axles}$ – колісна база транспортного засобу, м.



а)



б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [129];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.15 – Розподіл умовних передньої і задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

Поздовжні координати $x_i^{4_axes}$ та $y_i^{4_axes}$ розташування мостів чотиривісного колісного транспортного засобу, відносно координат центру його тяжіння (рис. 2.15), можна визначити використовуючи наступні залежності

$$x_1^{4_axes} = L_{(1,2)}^{4_axes} + L_{(2,3)}^{4_axes} - y^{4_axes} - a_g^{4_axes}, \quad (2.50)$$

$$x_2^{4-axles} = L_{(2,3)}^{4-axles} - y^{4-axles} - a_g^{4-axles}, \quad (2.51)$$

$$y_1^{4-axles} = y^{4-axles} - b_g^{4-axles}, \quad (2.52)$$

$$y_2^{4-axles} = L_{(3,4)}^{4-axles} + y^{4-axles} - b_g^{4-axles}, \quad (2.53)$$

Величину $y^{4-axles}$, що входить до рівнянь (2.50) – (2.53) визначимо з залежності (2.54) врахувавши статичні навантаження на вісі КТЗ та відстані між його вісями.

$$y^{4-axles} = L_{(2,3)}^{4-axles} - \frac{a_g^{4-axles} \cdot (R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles}) - L_{(3,4)}^{4-axles} \cdot R_{z4}^{4-axles}}{R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles}} \quad (2.54)$$

Координати $a_g^{4-axles}$ та $b_g^{4-axles}$, за аналогією з тим, як це було зроблено в рівняннях (2.39), (2.40) та (2.42), (2.43), визначимо з наступних залежностей

$$a_g^{4-axles} = \frac{L_{(2,3)}^{4-axles} \cdot (R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles}) + L_{(3,4)}^{4-axles} \cdot R_{z4}^{4-axles}}{m \cdot g} + \quad (2.55)$$

$$+ \frac{(R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles}) \cdot (L_{(1,2)}^{4-axles} \cdot R_{z1}^{4-axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles})}$$

$$b_g^{4-axles} = \frac{L_{(2,3)}^{4-axles} \cdot (R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles}) + L_{(1,2)}^{4-axles} \cdot R_{z1}^{4-axles}}{m \cdot g} + \quad (2.56)$$

$$+ \frac{(R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles}) \cdot L_{(3,4)}^{4-axles} \cdot R_{z4}^{4-axles}}{m \cdot g \cdot (R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles})}$$

Коефіцієнт розподілу ваги між двома передніми $\lambda_{1-1}^{4-axles}$ та $\lambda_{1-2}^{4-axles}$, а також між двома задніми $\lambda_{2-1}^{4-axles}$ та $\lambda_{2-2}^{4-axles}$ мостами визначимо з відповідних залежностей

$$\lambda_{1-1}^{4-axles} = \frac{(R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles})}{R_{z1}^{4-axles}}, \quad (2.57)$$

$$\lambda_{1-2}^{4-axles} = \frac{(R_{z1}^{4-axles} + R_{z2}^{4-axles})}{R_{z2}^{4-axles}}, \quad (2.58)$$

$$\lambda_{2-1}^{4-axles} = \frac{(R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles})}{R_{z3}^{4-axles}}, \quad (2.59)$$

$$\lambda_{2-2}^{4-axles} = \frac{(R_{z3}^{4-axles} + R_{z4}^{4-axles})}{R_{z4}^{4-axles}}. \quad (2.60)$$

Аналогічним чином для чотиривісного автомобіля з іншим розташуванням його мостів (див. рис. 2.16) залежність (2.38) можна представити у вигляді (2.61).

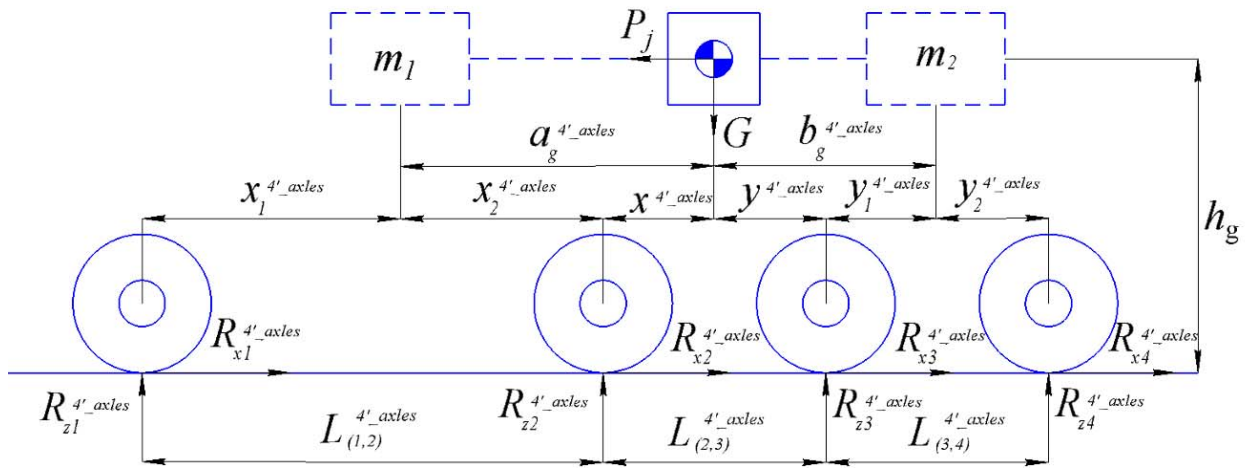
$$z = \frac{b_g^{4'-axles} \cdot \frac{f_1}{L_g^{4'-axles}} + a_g^{4'-axles} \cdot \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{4'-axles} \cdot (L_g^{4'-axles} + y_n^{4'-axles})} \right)}{1 - h_g \cdot \left(\frac{f_1}{L_g^{4'-axles}} - \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{4'-axles} \cdot (L_g^{4'-axles} + y_n^{4'-axles})} \right) \right)}. \quad (2.61)$$

де $L_g^{4'-axles} = a_g^{4'-axles} + b_g^{4'-axles}$ – колісна база транспортного засобу, м ;

$a_g^{4'-axles}$ та $b_g^{4'-axles}$ – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м.



а)



б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [129];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.16 – Розподіл умовних передньої і задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

Поздовжню координату $y_i^{4'-axles}$ розташування мостів чотиривісного КТЗ, відносно координат центру тяжіння (рис. 2.16), можна визначити використовуючи залежності (2.62) – (2.64).

$$y_1^{4'-axles} = y^{4'-axles} - b_g^{4'-axles}, \quad (2.62)$$

$$y_2^{4'-axles} = L_{(2,3)}^{4'-axles} + y^{4'-axles} - b_g^{4'-axles}, \quad (2.63)$$

$$y_3^{4'-axles} = L_{(2,3)}^{4'-axles} + L_{(3,4)}^{4'-axles} + y^{4'-axles} - b_g^{4'-axles}, \quad (2.64)$$

Величину $y^{4'-axles}$, що входить до рівнянь (2.62) – (2.64) визначимо з залежності

$$y^{4'-axles} = L_{(1,2)}^{4'-axles} - \frac{a_g^{4'-axles} \cdot R_{z1}^{4'-axles} - L_{(2,3)}^{4'-axles} \cdot (R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles}) - L_{(3,4)}^{4'-axles} \cdot R_{z4}^{4'-axles}}{R_{z2}^{4'-axles} + R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles}} \quad (2.65)$$

Координати $a_g^{4'-axles}$ та $b_g^{4'-axles}$, визначимо з залежностей

$$a_g^{4'-axles} = \frac{L_{(1,2)}^{4'-axles} \cdot (R_{z2}^{4'-axles} + R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles})}{m \cdot g} \rightarrow \quad (2.66)$$

$$\rightarrow \frac{+L_{(2,3)}^{4'-axles} \cdot (R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles}) + L_{(3,4)}^{4'-axles} \cdot R_{z4}^{4'-axles}}{m \cdot g},$$

$$b_g^{4'-axles} = \frac{L_{(1,2)}^{4'-axles} \cdot R_{z1}^{4'-axles}}{m \cdot g} + \frac{R_{z1}^{4'-axles} \cdot (L_{(2,3)}^{4'-axles} \cdot (R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles}) + L_{(3,4)}^{4'-axles} \cdot R_{z4}^{4'-axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z2}^{4'-axles} + R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles})} \quad (2.67)$$

Коефіцієнт розподілу ваги між трьома задніми мостами $\lambda_{2-1}^{4'-axles}$, $\lambda_{2-2}^{4'-axles}$ та $\lambda_{2-3}^{4'-axles}$, визначимо з відповідних залежностей

$$\lambda_{2-1}^{4'-axles} = \frac{(R_{z2}^{4'-axles} + R_{z3}^{4'-axles} + R_{z4}^{4'-axles})}{R_{z2}^{4'-axles}}, \quad (2.68)$$

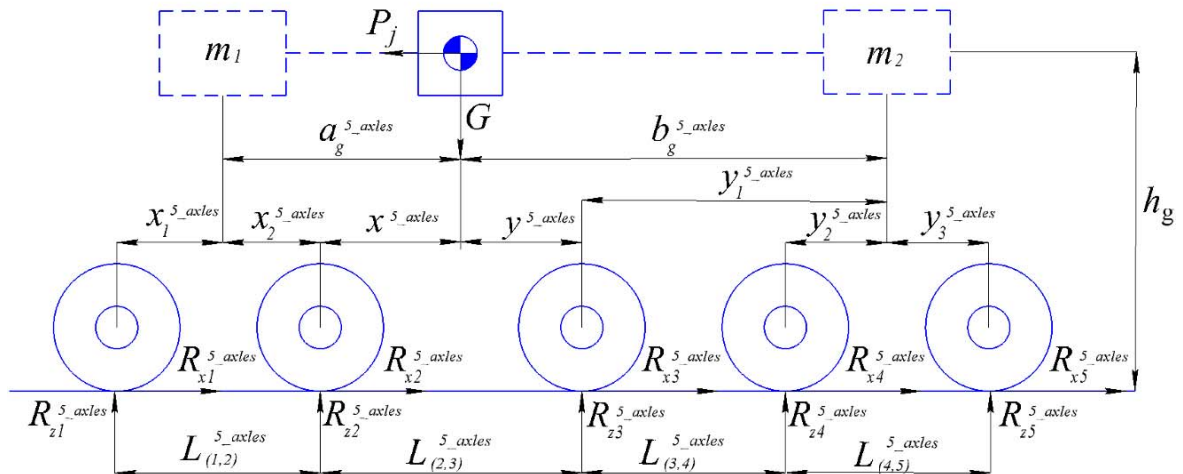
$$\lambda_{2-2}^{4'-axes} = \frac{(R_{z2}^{4'-axes} + R_{z3}^{4'-axes} + R_{z4}^{4'-axes})}{R_{z3}^{4'-axes}}. \quad (2.69)$$

$$\lambda_{2-3}^{4'-axes} = \frac{(R_{z2}^{4'-axes} + R_{z3}^{4'-axes} + R_{z4}^{4'-axes})}{R_{z4}^{4'-axes}}. \quad (2.70)$$

Для п'ятивісного автомобіля величина коефіцієнта гальмування може бути визначена за залежністю (2.71), якщо схема розташування його мостів відносно координати центра тяжіння буде такою, як зображено на рисунку 2.17.



а)



б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [130];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.17 – Розподіл умовних передньої та задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

$$\begin{aligned}
z = & \frac{b_g^{5-axles} \cdot \left(\sum_{i=1}^2 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}^{5-axles} \cdot (L_g^{5-axles} + x_i^{5-axles})} \right) +}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^2 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}^{5-axles} \cdot (L_g^{5-axles} + x_i^{5-axles})} - \right.} \rightarrow \\
& \left. + a_g^{5-axles} \cdot \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{5-axles} \cdot (L_g^{5-axles} + y_n^{5-axles})} \right) \right) \rightarrow \\
& \left. - \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{5-axles} \cdot (L_g^{5-axles} + y_n^{5-axles})} \right) \right)
\end{aligned} \tag{2.71}$$

де $a_g^{5-axles}$ та $b_g^{5-axles}$ – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м;

$$L_g^{5-axles} = a_g^{5-axles} + b_g^{5-axles} - \text{колісна база транспортного засобу, м.}$$

Поздовжні координати $x_i^{5-axles}$ та $y_i^{5-axles}$ розташування мостів п'ятивісного КТЗ, відносно координати центру його тяжіння, можна визначити за аналогією з рівнянь (2.50) – (2.53) з залежностей (2.72) – (2.76).

$$x_1^{5-axles} = L_{(1,2)}^{5-axles} + L_{(2,3)}^{5-axles} - y^{5-axles} - a_g^{5-axles}, \tag{2.72}$$

$$x_2^{5-axles} = L_{(2,3)}^{5-axles} - y^{5-axles} - a_g^{5-axles}, \tag{2.73}$$

$$y_1^{5-axles} = y^{5-axles} - b_g^{5-axles}, \tag{2.74}$$

$$y_2^{5-axles} = L_{(3,4)}^{5-axles} + y^{5-axles} - b_g^{5-axles}, \tag{2.75}$$

$$y_3^{5-axles} = L_{(3,4)}^{5-axles} + L_{(4,5)}^{5-axles} + y^{5-axles} - b_g^{5-axles}, \quad (2.76)$$

В рівняннях (2.72) – (2.76) величину $y^{5-axles}$ визначимо на основі залежності

$$\begin{aligned} y^{5-axles} &= L_{(2,3)}^{5-axles} - \frac{a_g^{5-axles} \cdot (R_{z1}^{5-axles} + R_{z2}^{5-axles}) -}{R_{z3}^{5-axles} + R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-L_{(3,4)}^{5-axles} \cdot (R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}) - L_{(4,5)}^{5-axles} \cdot R_{z5}^{5-axles}}{R_{z3}^{5-axles} + R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}}. \end{aligned} \quad (2.77)$$

Координати $a_g^{5-axles}$ та $b_g^{5-axles}$ визначимо з залежностей

$$\begin{aligned} a_g^{5-axles} &= \frac{L_{(2,3)}^{5-axles} \cdot (R_{z3}^{5-axles} + R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}) + L_{(3,4)}^{5-axles} \cdot (R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}) +}{m \cdot g} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{L_{(4,5)}^{5-axles} \cdot R_{z5}^{5-axles}}{m \cdot g} + \frac{(R_{z3}^{5-axles} + R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}) \cdot L_{(1,2)}^{5-axles} \cdot R_{z1}^{5-axles}}{m \cdot g \cdot (R_{z1}^{5-axles} + R_{z2}^{5-axles})}, \end{aligned} \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} b_g &= \frac{L_{(2,3)}^{5-axles} \cdot (R_{z1}^{5-axles} + R_{z2}^{5-axles}) + L_{(1,2)}^{5-axles} \cdot R_{z1}^{5-axles}}{m \cdot g} + \\ &+ \frac{(R_{z1}^{5-axles} + R_{z2}^{5-axles}) \cdot (L_{(3,4)}^{5-axles} \cdot (R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles}) + L_{(4,5)}^{5-axles} \cdot R_{z5}^{5-axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z3}^{5-axles} + R_{z4}^{5-axles} + R_{z5}^{5-axles})}. \end{aligned} \quad (2.79)$$

Коефіцієнт розподілу ваги між передніми, а також між задніми мостами визначимо з відповідних залежностей

$$\lambda_{1-1}^{5-axles} = \frac{(R_{z1}^{5-axles} + R_{z2}^{5-axles})}{R_{z1}^{5-axles}}, \quad (2.80)$$

$$\lambda_{1_2}^{5_axles} = \frac{(R_{z1}^{5_axles} + R_{z2}^{5_axles})}{R_{z2}^{5_axles}}, \quad (2.81)$$

$$\lambda_{2_1}^{5_axles} = \frac{(R_{z3}^{5_axles} + R_{z4}^{5_axles} + R_{z5}^{5_axles})}{R_{z3}^{5_axles}}, \quad (2.82)$$

$$\lambda_{2_2}^{5_axles} = \frac{(R_{z3}^{5_axles} + R_{z4}^{5_axles} + R_{z5}^{5_axles})}{R_{z4}^{5_axles}}, \quad (2.83)$$

$$\lambda_{2_3}^{5_axles} = \frac{(R_{z3}^{5_axles} + R_{z4}^{5_axles} + R_{z5}^{5_axles})}{R_{z5}^{5_axles}}. \quad (2.84)$$

У разі, коли характер розташування мостів у п'ятивісного автомобіля відрізняється (див. рис. 2.18) від характеру розташування мостів зображеному на рисунку 2.17, то його коефіцієнт гальмування можна визначити за залежністю (2.85).

$$z = \frac{b_g^{5'_axles} \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \frac{f_{1_i}}{\lambda_{1_i}^{5'_axles} \cdot (L_g^{5'_axles} + x_i^{5'_axles})} \right) +}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \frac{f_{1_i}}{\lambda_{1_i}^{5'_axles} \cdot (L_g^{5'_axles} + x_i^{5'_axles})} - \right.} \rightarrow \quad (2.85)$$

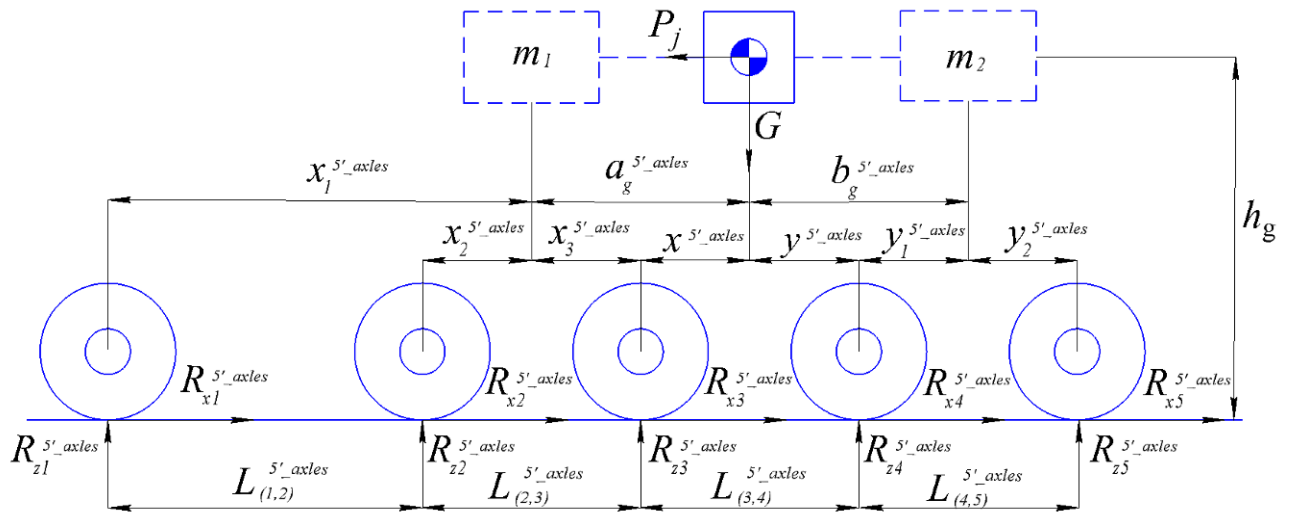
$$\left. + a_g^{5'_axles} \cdot \left(\sum_{n=1}^2 \frac{f_{2_n}}{\lambda_{2_n}^{5'_axles} \cdot (L_g^{5'_axles} + y_n^{5'_axles})} \right) \right) \rightarrow \frac{\left(\sum_{n=1}^2 \frac{f_{2_n}}{\lambda_{2_n}^{5'_axles} \cdot (L_g^{5'_axles} + y_n^{5'_axles})} \right)}{\left(\sum_{n=1}^2 \frac{f_{2_n}}{\lambda_{2_n}^{5'_axles} \cdot (L_g^{5'_axles} + y_n^{5'_axles})} \right)},$$

де $a_g^{5'_axles}$ та $b_g^{5'_axles}$ – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу, відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м;

$L_g^{5'_axles} = a_g^{5'_axles} + b_g^{5'_axles}$ – колісна база транспортного засобу, м.



а)



б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [130];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.18 – Розподіл умовних передньої та задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

Поздовжні координати $x_i^{5'-axles}$ та $y_i^{5'-axles}$ розташування мостів п'ятивісного КТЗ відносно координат центру його тяжіння, у такому разі для схеми зображених на рисунку 2.18 визначимо за залежностями

$$x_1^{5'-axles} = L_{(1,2)}^{5'-axles} + L_{(2,3)}^{5'-axles} + L_{(3,4)}^{5'-axles} - y^{5'-axles} - a_g^{5'-axles}, \quad (2.86)$$

$$x_2^{5'-axles} = L_{(2,3)}^{5'-axles} + L_{(3,4)}^{5'-axles} - y^{5'-axles} - a_g^{5'-axles}, \quad (2.87)$$

$$x_3^{5'-axles} = L_{(3,4)}^{5'-axles} - y^{5'-axles} - a_g^{5'-axles}, \quad (2.88)$$

$$y_1^{5'-axles} = y^{5'-axles} - b_g^{5'-axles}, \quad (2.89)$$

$$y_2^{5'-axles} = L_{(4,5)}^{5'-axles} + y^{5'-axles} - b_g^{5'-axles}, \quad (2.90)$$

Величину $y^{5'-axles}$ для п'ятивісного КТЗ (див. рис. 2.18), визначимо з залежності

$$y^{5'-axles} = L_{(1,2)}^{5'-axles} - \frac{a_g^{5'-axles} \cdot (R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles}) - L_{(4,5)}^{5'-axles} \cdot R_{z5}^{5'-axles}}{R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles}} \quad (2.91)$$

Координати $a_g^{5'-axles}$ та $b_g^{5'-axles}$ п'ятивісного КТЗ зображеного на рисунку 2.18, визначимо з залежності (2.92) та (2.93) відповідно.

$$a_g^{5'-axles} = \frac{L_{(3,4)}^{5'-axles} \cdot (R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles}) + L_{(4,5)}^{5'-axles} \cdot R_{z5}^{5'-axles}}{m \cdot g} + \quad (2.92)$$

$$+ \frac{(R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles}) \cdot (L_{(2,3)}^{5'-axles} \cdot (R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles}) + L_{(1,2)}^{5'-axles} \cdot R_{z1}^{5'-axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles})},$$

$$b_g^{5'-axles} = \frac{L_{(3,4)}^{5'-axles} \cdot (R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles}) + L_{(2,3)}^{5'-axles} \cdot (R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles})}{m \cdot g} \rightarrow \quad (2.93)$$

$$\rightarrow \frac{+L_{(1,2)}^{5'-axles} \cdot R_{z1}^{5'-axles}}{m \cdot g} + \frac{(R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles}) \cdot L_{(4,5)}^{5'-axles} \cdot R_{z5}^{5'-axles}}{m \cdot g \cdot (R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles})}.$$

Коефіцієнт розподілу ваги між передніми, а також між задніми мостами визначимо з відповідних залежностей

$$\lambda_{1-1}^{5'-axles} = \frac{(R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles})}{R_{z1}^{5'-axles}}, \quad (2.94)$$

$$\lambda_{1-2}^{5'-axles} = \frac{(R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles})}{R_{z2}^{5'-axles}}, \quad (2.95)$$

$$\lambda_{1-3}^{5'-axles} = \frac{(R_{z1}^{5'-axles} + R_{z2}^{5'-axles} + R_{z3}^{5'-axles})}{R_{z3}^{5'-axles}}, \quad (2.96)$$

$$\lambda_{2-1}^{5'-axles} = \frac{(R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles})}{R_{z4}^{5'-axles}}, \quad (2.97)$$

$$\lambda_{2-2}^{5'-axles} = \frac{(R_{z4}^{5'-axles} + R_{z5}^{5'-axles})}{R_{z5}^{5'-axles}}. \quad (2.98)$$

Величина коефіцієнта гальмування для шестивісного КТЗ може бути визначена за залежністю (2.99), якщо схема розташування його мостів відносно координати центра тяжіння відповідатиме схемі, що зображена на рисунку 2.19.

$$z = \frac{b_g^{6-axles} \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}^{6-axles} \cdot (L_g^{6-axles} + x_i^{6-axles})} \right) +}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \frac{f_{1-i}}{\lambda_{1-i}^{6-axles} \cdot (L_g^{6-axles} + x_i^{6-axles})} - \right.} \rightarrow \quad (2.99)$$

$$\left. + a_g^{6-axles} \cdot \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{6-axles} \cdot (L_g^{6-axles} + y_n^{6-axles})} \right) \right) \rightarrow$$

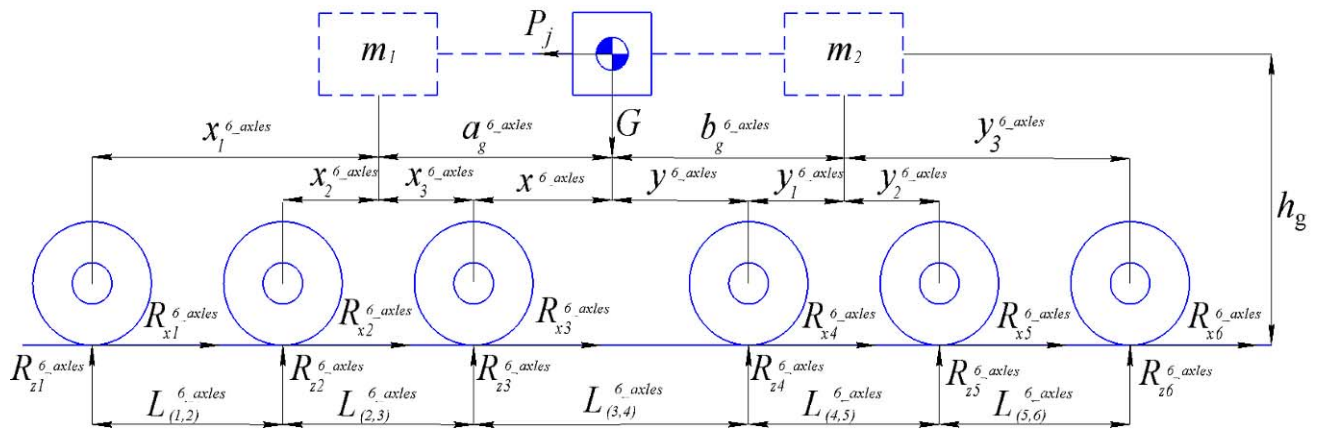
$$\frac{- \left(\sum_{n=1}^3 \frac{f_{2-n}}{\lambda_{2-n}^{6-axles} \cdot (L_g^{6-axles} + y_n^{6-axles})} \right) \right)}{}$$

де $a_g^{6-axles}$ та $b_g^{6-axles}$ – відповідно координати розташування центру тяжіння колісного транспортного засобу відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м;

$L_g^{6-axles} = a_g^{6-axles} + b_g^{6-axles}$ – колісна база транспортного засобу, м.



а)



б)

а) зовнішній вигляд автомобіля [130];

б) схема розподілу умовних мас m_1 та m_2

Рисунок 2.19 – Розподіл умовних передньої та задньої мас колісного транспортного засобу відносно його центру тяжіння

Поздовжні координати x_i^{6-axes} та y_i^{6-axes} , як і в попередніх схемах, що розглядалися, визначимо для шестивісного КТЗ (рис. 2.19), використовуючи залежності (2.100) – (2.105).

$$x_1^{6-axes} = L_{(1,2)}^{6-axes} + L_{(2,3)}^{6-axes} + L_{(3,4)}^{6-axes} - y^{6-axes} - a_g^{6-axes}, \quad (2.100)$$

$$x_2^{6-axles} = L_{(2,3)}^{6-axles} + L_{(3,4)}^{6-axles} - y^{6-axles} - a_g^{6-axles}, \quad (2.101)$$

$$x_3^{6-axles} = L_{(3,4)}^{6-axles} - y^{6-axles} - a_g^{6-axles}, \quad (2.102)$$

$$y_1^{6-axles} = y^{6-axles} - b_g^{6-axles}, \quad (2.103)$$

$$y_2^{6-axles} = L_{(4,5)}^{6-axles} + y^{6-axles} - b_g^{6-axles}, \quad (2.104)$$

$$y_3^{6-axles} = L_{(4,5)}^{6-axles} + L_{(5,6)}^{6-axles} + y^{6-axles} - b_g^{6-axles}. \quad (2.105)$$

Величину $y^{6-axles}$, для шестивісного КТЗ (див. рис. 2.19), визначимо з залежності

$$\begin{aligned} y^{6-axles} = L_{(3,4)}^{6-axles} - \frac{a_g^{6-axles} \cdot (R_{z1}^{6-axles} + R_{z2}^{6-axles} + R_{z3}^{6-axles}) -}{R_{z4}^{6-axles} + R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{-L_{(4,5)}^{6-axles} \cdot (R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}) - L_{(5,6)}^{6-axles} \cdot R_{z6}^{6-axles}}{R_{z4}^{6-axles} + R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}}, \end{aligned} \quad (2.106)$$

а координати $a_g^{6-axles}$ та $b_g^{6-axles}$ визначимо з залежностей

$$\begin{aligned} a_g^{6-axles} = \frac{L_{(3,4)}^{6-axles} \cdot (R_{z4}^{6-axles} + R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}) + L_{(4,5)}^{6-axles} \cdot (R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}) +}{m \cdot g} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{L_{(5,6)}^{6-axles} \cdot R_{z6}^{6-axles}}{m \cdot g} + \frac{(R_{z4}^{6-axles} + R_{z5}^{6-axles} + R_{z6}^{6-axles}) \times}{m \cdot g \cdot (R_{z1}^{6-axles} + R_{z2}^{6-axles} + R_{z3}^{6-axles})} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{\times (L_{(2,3)}^{6-axles} \cdot (R_{z1}^{6-axles} + R_{z2}^{6-axles}) + L_{(1,2)}^{6-axles} \cdot R_{z1}^{6-axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z1}^{6-axles} + R_{z2}^{6-axles} + R_{z3}^{6-axles})}, \end{aligned} \quad (2.107)$$

$$\begin{aligned}
b_g = & \frac{L_{(3,4)}^{6_axles} \cdot (R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles} + R_{z3}^{6_axles}) + L_{(2,3)}^{6_axles} \cdot (R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles}) +}{m \cdot g} \rightarrow \\
& \rightarrow \frac{+ L_{(1,2)}^{6_axles} \cdot R_{z1}^{6_axles}}{m \cdot g} + \frac{(R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles} + R_{z3}^{6_axles}) \times}{m \cdot g \cdot (R_{z4}^{6_axles} + R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles})} \rightarrow \\
& \rightarrow \frac{\times (L_{(4,5)}^{6_axles} \cdot (R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles}) + L_{(5,6)}^{6_axles} \cdot R_{z6}^{6_axles})}{m \cdot g \cdot (R_{z4}^{6_axles} + R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles})}.
\end{aligned} \tag{2.108}$$

Коефіцієнт розподілу ваги між передніми, а також між задніми мостами визначимо з відповідних залежностей

$$\lambda_{1_1}^{6_axles} = \frac{(R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles} + R_{z3}^{6_axles})}{R_{z1}^{6_axles}}, \tag{2.109}$$

$$\lambda_{1_2}^{6_axles} = \frac{(R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles} + R_{z3}^{6_axles})}{R_{z2}^{6_axles}}, \tag{2.110}$$

$$\lambda_{1_3}^{6_axles} = \frac{(R_{z1}^{6_axles} + R_{z2}^{6_axles} + R_{z3}^{6_axles})}{R_{z3}^{6_axles}}, \tag{2.111}$$

$$\lambda_{2_1}^{6_axles} = \frac{(R_{z4}^{6_axles} + R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles})}{R_{z4}^{6_axles}}, \tag{2.112}$$

$$\lambda_{2_2}^{6_axles} = \frac{(R_{z4}^{6_axles} + R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles})}{R_{z5}^{6_axles}}, \tag{2.113}$$

$$\lambda_{2_3}^{6_axles} = \frac{(R_{z4}^{6_axles} + R_{z5}^{6_axles} + R_{z6}^{6_axles})}{R_{z6}^{6_axles}}. \tag{2.114}$$

Таким чином, аналіз теоретичних досліджень, щодо визначення величини уповільнення КТЗ, показав, що уповільнення транспортного засобу залежить не тільки від величини реалізованого зчеплення, що реалізується між шиною (подвійними шинами) та поверхнею дорожнього покриття, а й від координат розташування центру тяжіння транспортного засобу відносно його мостів.

Висновки по розділу 2

1. Виконане теоретичне дослідження характеру взаємодії здвоєного автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття показало, що величина сили реалізованого зчеплення між шинами такого колеса та поверхнею дорожнього покриття залежить від характеру зміни середньої кутової жорсткості шин. При наявності різниці між відстанями, що пов'язані з віссю симетрії колеса та віссю симетрії відповідної шини, спостерігається зменшення середньої кутової жорсткості шин коліс, які мають іншу ніж одинарне ошинування, при зменшенні тиску в одній з шин такого колеса.

2. Виконане теоретичне дослідження характеру впливу середньої крутильної жорсткості шин коліс, які мають не одинарне ошинування, показало, що величина середньої жорсткості шин таких коліс не лінійно впливає на зчіпні властивості пари тертя «шина-поверхня дорожнього покриття» внаслідок повної реалізації кута закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття.

3. Аналіз характеру зміни крутильної жорсткості шини від вагових параметрів транспортного засобу показав, що збільшення маси КТЗ призводить до зниження зчіпних властивостей його шин, а отже і до зниження величини уповільнення. Зменшення маси транспортного засобу навпаки підвищує зчіпні властивості між шиною та поверхнею дорожнього

покриття, що відповідно позитивно впливає на ефективність гальмування транспортного засобу, оскільки його уповільнення зростатиме пропорційно зниженню ваги автомобіля.

4. Теоретичний аналіз динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, які обладнуються здвоєними автомобільними колесами показав, що на величину уповільнення такого КТЗ окрім величини реалізованого зчеплення, що реалізується між шиною та поверхнею дорожнього покриття впливає також характер розподілу ваги між осями автомобіля, тому нехтування вагово-геометричними параметрами транспортного засобу, наприклад під час дослідження обставин дорожньо-транспортної події, може призвести до помилкових результатів.

5. Коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу, не залежно від кількості осей встановлених на ньому, може бути визначений розрахунковим шляхом на основі розподілу маси автомобіля між його передніми та задніми осями в статичному стані, шляхом зважування відповідних осей КТЗ на ваговимірювальному комплексі.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1–3, 5–9, 11–13].

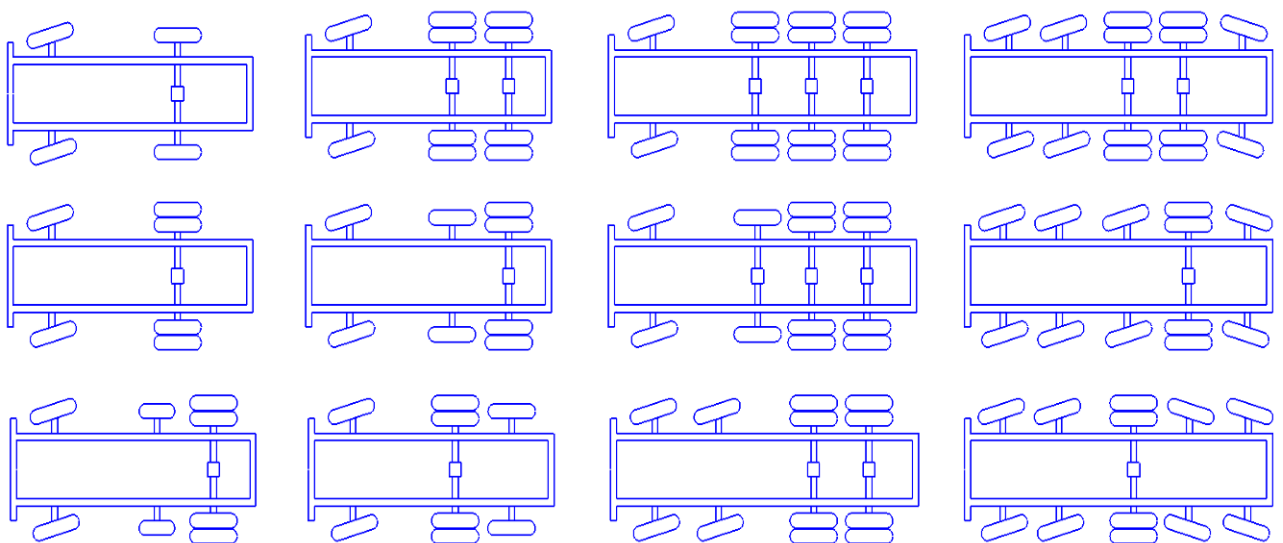
РОЗДІЛ 3

**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕАЛІЗОВАНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ
ШИН ЗДВОЄНИХ КОЛІС ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ
В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ**

Безпека дорожнього руху в значній мірі залежить від дорожніх умов експлуатації автомобіля та від автомобільних шин встановлених на його колесах, тому від моделювання пари «шина-поверхня дорожнього покриття» залежатиме не тільки правильність визначення ефективності гальмування автомобіля, а й результат автотехнічної експертизи в експертній практиці.

3.1 Вихідні дані для моделювання руху колісних транспортних засобів з подвійним та одинарним ошинуванням їх коліс

Аналіз науково-технічної та довідникової літератури [111-128] показав, що колісні транспортні засоби, у тому числі зі здвоєним ошинуванням коліс, можуть мати різну компоновальну схему розташування мостів один відносно одного (рис. 3.1).



Рисункок 3.1 – Деякі компоновальні схеми розташування мостів, які використовуються на колісних транспортних засобах

Для моделювання ефективності гальмування двовісного транспортного засобу використаємо його вагово-геометричні параметри (табл. 3.1 та табл. 3.2), які є довідниковими даними [111-115]. Для моделювання ефективності гальмування тривісного колісного транспортного засобу використаємо відповідні його вагово-геометричні параметри наведені в таблиці 3.3 та таблиці 3.4. [111 – 114, 116 – 118].

Таблиця 3.1

Вагові параметри двовісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка осей КТЗ	Повна маса КТЗ, (кг)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		P_{z1} , кг	P_{z2} , кг
1	<i>Volvo LNG</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	18600	$L_{(1,2)}$	3700	7100	11500
					3800	7100	11500
2	ЗіЛ 4331	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	12000	$L_{(1,2)}$	3300	4000	8000
3	МАЗ 256200	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	9500	$L_{(1,2)}$	4200	3200	6300
4	<i>DAF XF.95 430</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	18000	$L_{(1,2)}$	3600	6000	12000
5	<i>Mercedes Atego 1626 A</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	16600	$L_{(1,2)}$	3860	6100	10500

Таблиця 3.2

Геометричні параметри двовісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка осей КТЗ	$L_{(1,2)}$, мм
1	<i>Volvo LNG</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	3700 - 3800
2	ЗіЛ 4331	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	3300
3	МАЗ 256200	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	4200
4	<i>DAF XF.95 430</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	3600
5	<i>Mercedes Atego 1626A</i>	4x2 (схема на рис. 2.13 б)	3860

Вагові параметри тривісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка осей КТЗ	Повна маса КТЗ, (кг)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		P_{z1} , кг	P_{z2} , кг	P_{z3} , кг
1	<i>Volvo FM 13 T3CB</i>	6х2 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	26000	$L_{(1,2)}$	3000	8000	9500	9500
					3200	8000	9500	9500
					3400	8000	9500	9500
					3900	8000	9500	9500
2	<i>Volvo FM 11 TT1HA</i>	6х2 (схема на рис. 2.14 б)	26100	$L_{(1,2)}$	3000	7100	7500	11500
					3200	7100	7500	11500
					3400	7100	7500	11500
					3900	7100	7500	11500
3	<i>Volvo FM 13 PT3HA</i>	6х2 (схема на рис. 2.14 б)	26100	$L_{(1,2)}$	2580	7100	7500	11500
					2780	7100	7500	11500
4	<i>KAMAZ 43114-02</i>	6х6 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	15420	$L_{(1,2)}$	3690	5490	4965	4965
5	<i>KAMAZ 53215</i>	6х4 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	19355	$L_{(1,2)}$	3690	4235	7560	7560
6	<i>Volvo FM 11 PT1LA</i>	6х2 (схема на рис. 2.14 б)	23100	$L_{(1,2)}$	2780	7100	4500	11500
					2980	7100	4500	11500

Особливостями конструкції підвісок транспортних засобів під номерами 2, 3 та 6 в таблиці 3.3 є те, що вони не поєднані у балансирний візок за рахунок використання системи незалежного пневматичного підресорювання мостів. Слід також зазначити, що автомобіль *Volvo FM 11 PT1LA* [116] (номер 6 у табл. 3.3) обладнано одинарними колесами на другій вісі, що мають менший на 30% радіус коліс, аніж колеса першої та третьої його вісей.

Навантаження на вісь, що має менший радіус коліс, регулюється системою пневматичного підресорювання в автоматичному режимі. Для моделювання ефективності гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу, як і в попередніх розседах, використовуємо відповідні вагово-геометричні параметри автомобіля (табл. 3.5 та табл. 3.6), що є довідниковими даними [121 – 126]. Ошинування коліс таких транспортних засобів прийнято у відповідності до таблиці 3.7.

Таблиця 3.4

Геометричні параметри тривісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка осей КТЗ	$L_{(1,2)}$, мм	$L_{(2,3)}$, мм
1	<i>Volvo FM 13 T3CB</i>	6x2 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	3000 - 3900	1370
2	<i>Volvo FM 11 TT1HA</i>	6x2 (схема на рис. 2.14 б)	3000 - 3900	1370
3	<i>Volvo FM 13 PT3HA</i>	6x2 (схема на рис. 2.14 б)	2580 - 2780	1320
4	<i>KAMAZ 43114-02</i>	6x6 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	3690	1320
5	<i>KAMAZ 53215</i>	6x4 (2 та 3 балансирний візок) (схема на рис. 2.14 б)	3690	1320
6	<i>Volvo FM 11 PT1LA</i>	6x2 (схема на рис. 2.14 б)	2780 - 2980	1020

Таблиця 3.5

Вагові параметри чотиривісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка вісей КТЗ	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		P_{z1} , кг	P_{z2} , кг	P_{z3} , кг	P_{z4} , кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	<i>Volvo FM 13 Rigid - Tag Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	$L_{(1,2)}$	3700	8000	8660	8660	6680
				3900	8140	8610	8610	6640
				4100	8280	8560	8560	6600
				4300	8430	8510	8510	6550
				4600	8570	8460	8460	6510
				4900	8710	8410	8410	6470
				5200	8850	8360	8360	6430

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	<i>Volvo FM 11 Rigid - Pusher Axle Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	$L_{(1,2)}$	2980	4350	6670	8665	8665
				3280	4390	6660	8650	8650
				3580	4420	6650	8640	8640
				3780	4470	6640	8620	8620
				3980	4500	6630	8610	8610
				4280	4550	6610	8595	8595
3	<i>Volvo FM 11 Platform - Rear Air Suspension</i>	8x4 (схема на рис. 2.15 б)	$L_{(2,3)}$	3105	6497	6503	9500	9500
				3605	6372	6378	9625	9625
				4005	6247	6253	9750	9750
				4405	6122	6128	9875	9875

Таблиця 3.6

Геометричні параметри чотиривісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка осей КТЗ	$L_{(1,2)}$, мм	$L_{(2,3)}$, мм	$L_{(3,4)}$, мм
1	<i>Volvo FM 13 Rigid - Tag Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	3700 - 5200	1370	1380
2	<i>Volvo FM 11 Rigid - Pusher Axle Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	2980 - 4280	1320	1370
3	<i>Volvo FM 11 Platform - Rear Air Suspension</i>	8x4 (схема на рис. 2.15 б)	1995	3105-4405	1370

Під час моделювання ефективності гальмування чотиривісного транспортного засобу врахування особливостей розташування першої, другої та третьої вісі транспортного засобу відносно одна одної (табл. 3.5 та табл. 3.6), як і особливості перерозподілу ваги між цими вісями, дозволило оцінити їх вплив на характер реалізації зчіпних властивостей між одинарними та здвоєними шинами автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття.

Ошинування вісей чотиривісного колісного транспортного засобу

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Компоновка вісей КТЗ	Ошинування колес вісі			
			перша	друга	третя	четверта
1	<i>Volvo FM 13 Rigid - Tag Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	одинарна	здвоєна	здвоєна	одинарна
2	<i>Volvo FM 11 Rigid - Pusher Axle Tridem</i>	8x4 (схема на рис. 2.16 б)	одинарна	одинарна	здвоєна	здвоєна
3	<i>Volvo FM 11 Platform - Rear Air Suspension</i>	8x4 (схема на рис. 2.15 б)	одинарна	одинарна	здвоєна	здвоєна

Отже, для визначення ефективності гальмування вантажних транспортних засобів, які мають одинарне та подвійне ошинування автомобільних коліс, визначимо величину крутильної жорсткості шин встановлених на колеса таких транспортних засобів за залежністю (2.9) з урахуванням залежностей (2.11), (2.12) та (2.15), а для інших випадків з урахуванням відповідних залежностей (2.16), (2.17), (2.19), або (2.22), (2.23), (2.25), або (2.28), (2.29), (2.31).

3.2 Моделювання характеру зміни крутильної жорсткості шин від кількості шин встановлених на автомобільне колесо

Результати моделювання характеру зміни крутильної жорсткості шини за залежністю (1.10) показують, що зі збільшенням нормальної (вертикальної) реакції (R_z), яка діє у плямі контакту шини з дорожнім покриттям, проявляється більша нелінійність крутильної жорсткості (див. рис. 3.2) при $R_z > 20000$ Н, аніж при вертикальних реакціях $R_z < 20000$ Н. Аналізуючи вплив тиску в шині на крутильну жорсткість шини, з рисунку 3.2 можна побачити, що із збільшенням нормальної реакції (R_z), яка діє в плямі контакту шини з дорожнім покриттям, проявляється суттєва нелінійність при зменшенні тиску в пневматичній шині з 0,6 МПа до 0,1 МПа.

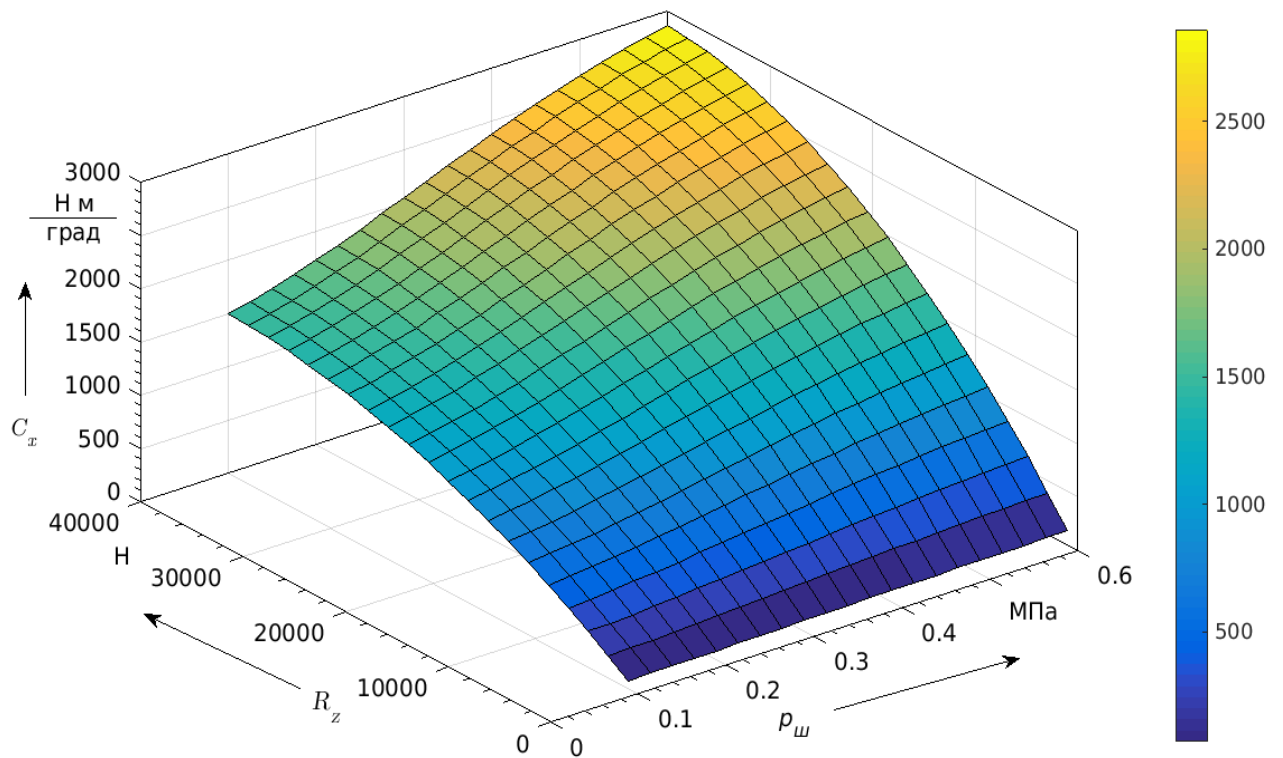


Рисунок 3.2 – Моделювання характеру зміни крутильної жорсткості шини колеса 11.00 R20 з одинарним ошинуванням в залежності від тиску в шині ($p_{\text{ш}}$) та нормальної реакції (R_z), яка діє в плямі контакту шини з дорожнім покриттям

З рисунку 3.2 можна також побачити, що при тисках в шині від 0,4 МПа до 0,6 МПа крутильна жорсткість пневматичної шини колеса з одинарним ошинуванням змінюється в незначному діапазоні від 2500 до 3000 Н·м/град під час зміни нормальної реакції (R_z) в діапазоні від 25000 до 40000 Н.

Моделювання характеру зміни нормальної жорсткості шини (див. рис. 3.3) за залежністю (2.32) показало, що результати моделювання, в широкому діапазоні зміни тиску в шині та нормальної реакції в плямі контакту шини з поверхею дорожнього покриття, не суперечать експериментальним дослідженням наведеним в роботі [79], тому використання залежності (2.32) є доцільним при визначенні відстаней y , y_1 та y_2 (див. рис. 2.4, рис. 2.8 – рис. 2.10) для коліс, які мають подвійне, потрійне або четверне ошинування.

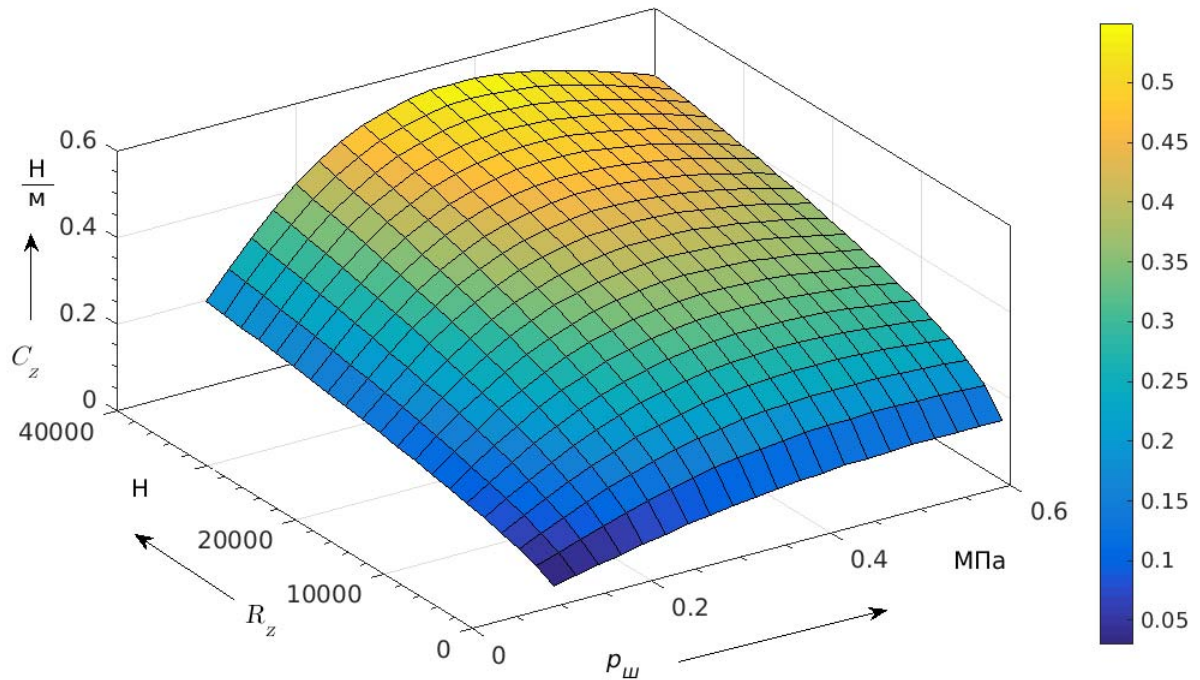


Рисунок 3.3 – Моделювання характеру зміни нормальної жорсткості шини колеса 11.00 R20 з одинарним ошинуванням в залежності від тиску в ній (p_w) та нормальної реакції (R_z), яка діє в плямі контакту шини з дорожнім покриттям

Результати моделювання характеру зміни крутильної жорсткості (C_{xcp}^w) шин здвоєного колеса 11.00 R20 за залежністю (2.9), з урахуванням зміни нормальної жорсткості (C_{zi}) кожної шини за залежністю (2.32) та врахуванням зміни крутильної жорсткості (C_{xi}^w) кожної шини колеса з подвійним ошинуванням, показують, що крутильна жорсткість C_{xcp}^w шин такого колеса нелінійно зменшується (див. рис. 3.4) на 17 % у разі зниження тиску в одній з шин колеса (лівій або правій) й майже 100 %-му навантаженні шини здвоєного колеса в якому зберігається тиск на рівні не нижче 0,6 МПа.

У разі одночасного зниження тиску в обох шинах, крутильна жорсткість C_{xcp}^w зменшуватиметься на 33 % при незмінному навантаженні на здвоєне автомобільне колесо.

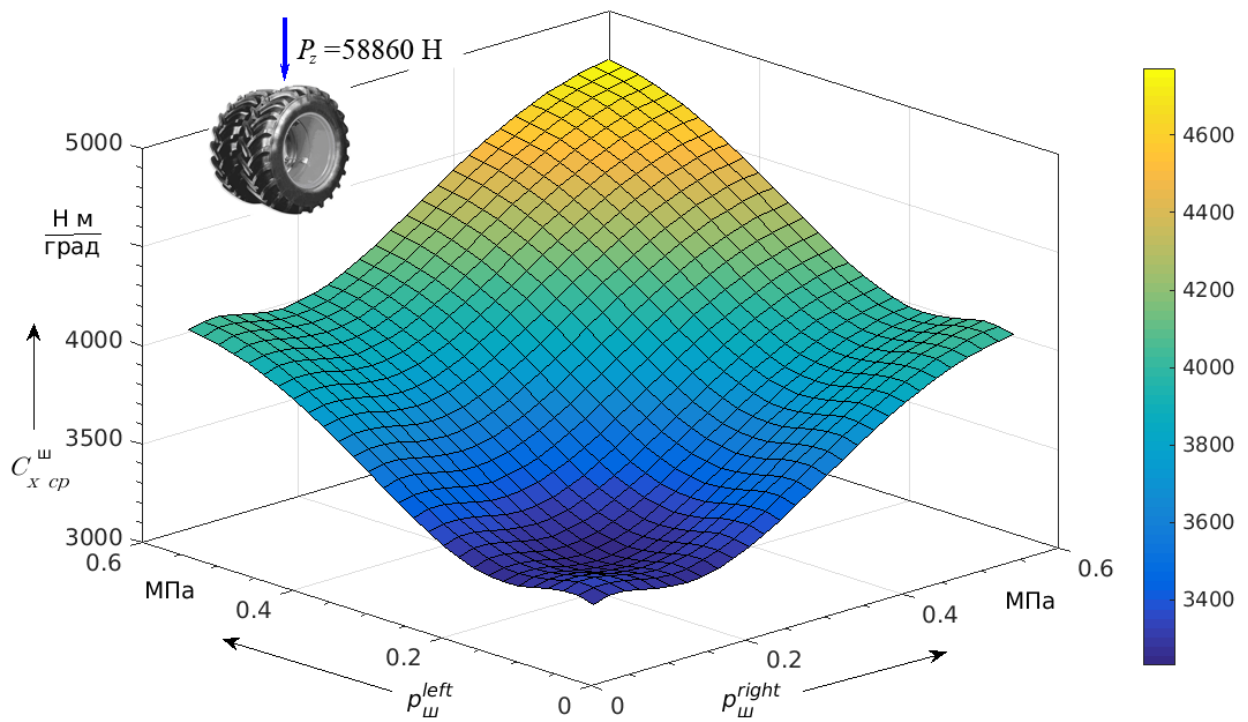


Рисунок 3.4 – Моделювання характеру зміни крутильної жорсткості ($C_{xcp}^{ш}$) шин здвоєного колеса 11.00 R20 в залежності від тиску в лівій ($p_{ш}^{left}$) та правій шині ($p_{ш}^{right}$) колеса при нормальній (вертикальній) реакції $R_z = 58860$ Н

У разі зменшення навантаження на здвоєне автомобільне колесо 11.00 R20, наприклад в два рази (див. рис. 3.5), характер зміни крутильної жорсткості $C_{xcp}^{ш}$ зберігається, як і при повному нормальному навантаженні (рис. 3.4), але в більшому ступеню виражається нелінійність крутильної жорсткості при зменшенні тиску в одній з шин здвоєного колеса (лівій або правій). Зменшення крутильної жорсткості відбувається не більше ніж на 14 % при майже 100 %-му навантаженні шини здвоєного колеса в якому зберігається тиск на рівні не нижче 0,6 МПа.

Слід зазначити, що в діапазоні тисків в шинах здвоєного колеса від 0,4 до 0,6 МПа зміна крутильної жорсткості шини відбувається в незначному діапазоні (рис. 3.4 та рис. 3.5), як і при моделюванні крутильної жорсткості автомобільного колеса, що має одинарне ошинування (рис. 3.2).

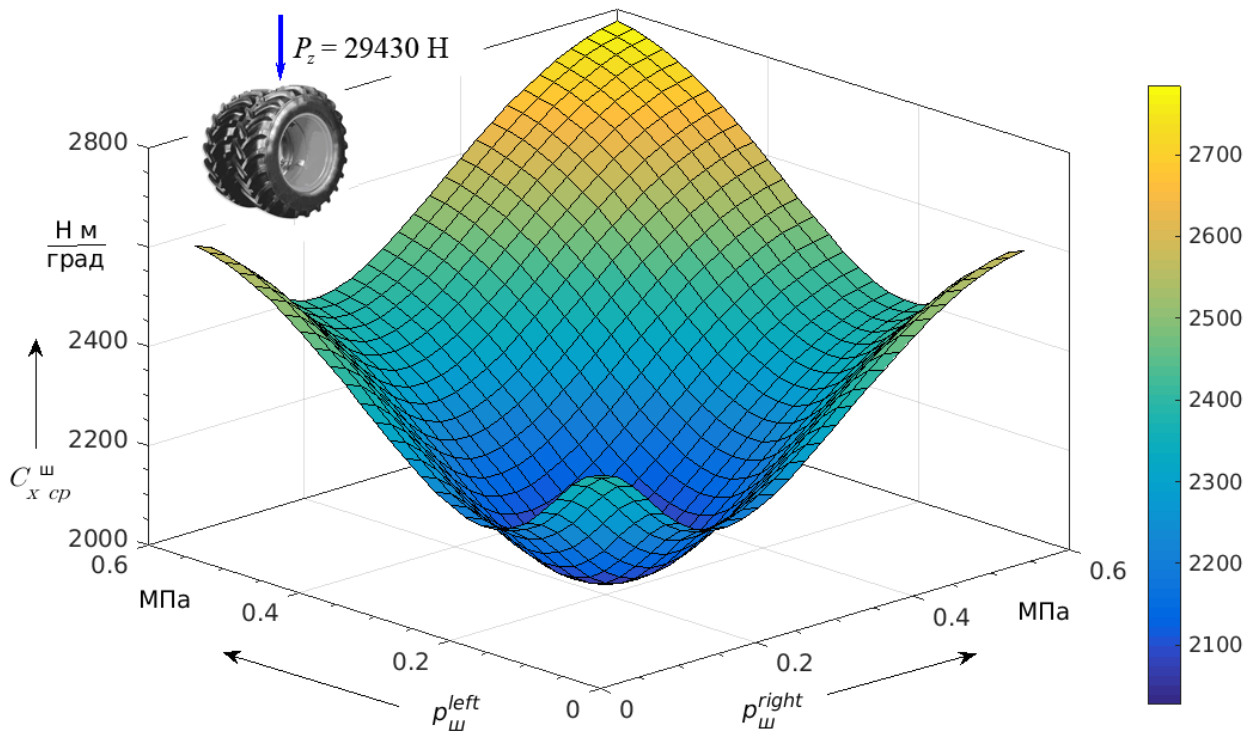


Рисунок 3.5 – Моделювання характеру зміни крутильної жорсткості ($C_{x\text{ср}}^{\text{ш}}$) шин здвоєного колеса 11.00 R20 в залежності від тиску в лівій ($p_{\text{ш}}^{\text{left}}$) та правій шині ($p_{\text{ш}}^{\text{right}}$) колеса при нормальній (вертикальній) реакції $R_z = 29430 \text{ Н}$

Така зміна крутильної жорсткості шин здвоєного колеса 11.00 R20 свідчить про те, що реалізація зчіпних властивостей шин такого колеса відбуватиметься в стабільному діапазоні аніж при тиску в одній з шин в діапазоні від 0,15 до 0,35 МПа. Нелінійність зміни крутильної жорсткості ($C_{x\text{ср}}^{\text{ш}}$) шин здвоєного колеса в діапазоні тисків від 0,15 до 0,35 МПа обумовлена насамперед нелінійністю зміни відстаней y_1 та y_2 (див. рис. 3.6) та додатковим навантаженням шини (R_z) в якій залишається тиск на рівні не нижче 0,6 МПа при зниженні тиску в іншій шині до рівня нижче 0,35 МПа.

Нелінійна зміна відстаней y_1 та y_2 , як можна побачити з рисунку 3.6, залежить від вертикального навантаження на здвоєне колесо не більше ніж на 10 %, при падінні тиску в одній з шин до рівня, що знаходиться в діапазоні тисків від 0,15 МПа до 0,35 МПа, та на 44 % в залежності від тиску в шині.

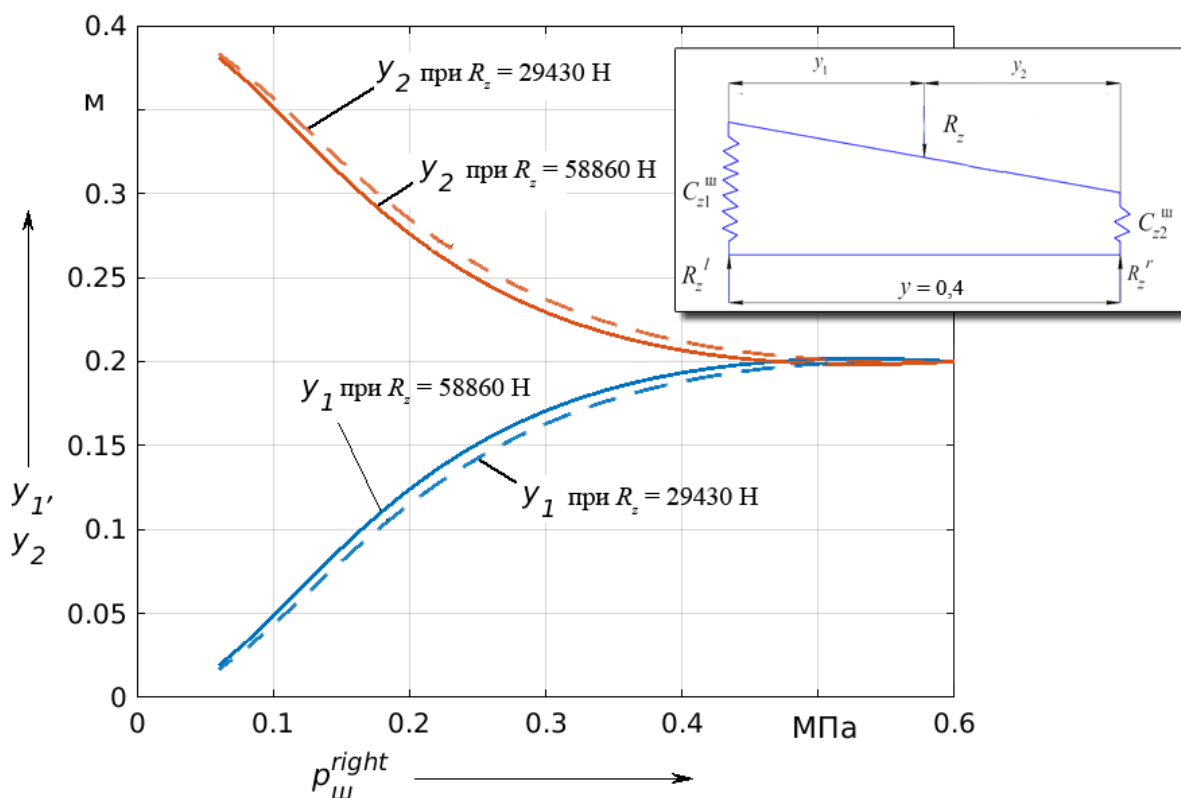


Рисунок 3.6 – Моделювання характеру зміни відстаней y_1 та y_2 для здвоєного колеса 11.00 R20 в залежності від тиску в правій шині ($p_{ш}^{right}$) колеса при нормальній (вертикальній) реакції $R_z = 29430$ Н та $R_z = 58860$ Н

При моделюванні характеру зміни відстаней y_1 та y_2 (рис. 3.6), перерозподіл вертикального навантаження між шинами здвоєного колеса відбувався за лінійним законом, тому нелінійність зміни відстаней пов'язана з нелінійністю впливу тиску в шинах здвоєного колеса на нормальну жорсткість (C_{zi}).

3.3 Моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу з одинарним та подвійним ошинуванням коліс на його задній ведучій вісі

На меті виконання імітаційного моделювання, було співставлення отриманих результатів виконаного теоретичного дослідження та проведених експериментальних досліджень, які представлені в 4 розділі даної наукової роботи.

При проведенні імітаційного моделювання для визначення максимальної та часткової ефективності гальмування транспортного засобу, були використані вагові та геометричні параметри (див. підрозділ 3.1) різних транспортних засобів, а також теоретичні положення взаємодії шин здвоєних коліс, що викладені в підрозділах 2.1 та 2.2.

Величина уповільнення відповідних транспортних засобів, на основі якої визначалась ефективність їх гальмування під час імітаційного моделювання, розраховувалася на основі математичних залежностей, що пов'язують геометричні параметри колісних транспортних засобів із реалізованим зчепленням шин їх коліс, які взаємодіють з поверхнею дорожнього покриття (див. підрозділ 2.3).

Результати розрахунків величини уповільнення різних типів колісних транспортних засобів, яка визначає максимальну або часткову ефективність їх гальмування в заданих умовах, для зручності аналізу отриманих результатів, зведено до таблиць 3.8 – 3.11.

Таблиця 3.8

**Результати розрахунків уповільнення двовісних транспортних засобів
при швидкості 50 км/год на якій відбулося їх гальмування**

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця відстані між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		Максимальна ефективність гальмування транспортного засобу, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки першої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки другої вісі, м/с ²
1	<i>Volvo LNG</i>	$L_{(1,2)}$	3700	5,01	3,41	1,66
			3800	5,02	3,42	1,66
2	<i>ЗіЛ 4331</i>	$L_{(1,2)}$	3300	6,61	4,38	2,19
3	<i>МАЗ 256200</i>	$L_{(1,2)}$	4200	6,10	3,13	3,08
4	<i>DAF XF.95 430</i>	$L_{(1,2)}$	3600	4,9	2,69	2,52
5	<i>Mercedes Atego 1626 A</i>	$L_{(1,2)}$	3860	5,06	2,77	2,66

**Результати розрахунків уповільнення тривісних транспортних засобів
при швидкості 50 км/год на якій відбулося їх гальмування**

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		Максимальна ефективність гальмування транспортного засобу, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки першої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки другої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки третьої вісі, м/с ²
1	<i>Volvo FM 13 T3CB</i>	$L_{(1,2)}$	3000	5,5565	1,1243	2,8218	2,0259
			3200	5,5657	1,1198	2,8050	2,0465
			3400	5,5746	1,1156	2,7901	2,0657
			3900	5,5952	1,1071	2,7589	2,1073
2	<i>Volvo FM 11 TT1HA</i>	$L_{(1,2)}$	3000	4,9826	1,1014	1,9563	2,2462
			3200	4,9848	1,0970	1,9377	2,2653
			3400	4,9872	1,0930	1,9211	2,2830
			3900	4,9940	1,0846	1,8868	2,3215
3	<i>Volvo FM 13 PT3HA</i>	$L_{(1,2)}$	2580	4,9698	1,1133	1,9874	2,2061
			2780	4,9718	1,1075	1,9640	2,2291
4	<i>KAMAZ 43114-02</i>	$L_{(1,2)}$	3690	5,8098	1,8307	2,4687	1,8816
5	<i>KAMAZ 53215</i>	$L_{(1,2)}$	3690	6,9423	1,2002	3,4532	2,628
6	<i>Volvo FM 11 PT1LA</i>	$L_{(1,2)}$	2780	5,4229	1,2874	1,9784	2,549
			2980	5,4302	1,2812	1,9603	2,5693

Порівняння результатів імітаційного моделювання часткової ефективності гальмування двовісних транспортних засобів (див. табл. 3.8) з тривісними (табл. 3.9), показало, що середня часткова ефективність гальмування тривісних КТЗ має дещо менші значення ніж середня часткова ефективність гальмування двовісних колісних транспортних засобів. Це обумовлено збільшенням ваги транспортного засобу і зростанням кількості вісей на КТЗ на яких реалізуються менші реалізовані зчеплення шин коліс транспортного засобу, що взаємодіють з поверхнею дорожнього покриття.

Результати розрахунків уповільнення чотиривісних транспортних засобів при швидкості 50 км/год на якій відбулося їх гальмування

№ з/п	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації, мм		Максимальна ефективність гальмування транспортного засобу, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки першої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки другої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки третьої вісі, м/с ²	Ефективність гальмування за рахунок тільки четвертої вісі, м/с ²
1	Volvo FM 13 Rigid - Tag Tridem	L _(1,2)	3700	5,3998	0,8364	2,377	1,7901	0,9358
			3900	5,3870	0,8417	2,3479	1,7897	0,9418
			4100	5,3753	0,8472	2,3209	1,7889	0,9472
			4300	5,3642	0,8534	2,2957	1,7878	0,9519
			4600	5,3530	0,8581	2,2644	1,7881	0,9596
			4900	5,3431	0,8630	2,2363	1,7881	0,9664
			5200	5,3345	0,8681	2,2109	1,7877	0,9727
2	Volvo FM 11 Rigid - Pusher Axle Tridem	L _(1,2)	2980	5,7862	0,7054	1,8624	2,0931	1,6331
			3280	5,7729	0,7051	1,8150	2,0930	1,6552
			3580	5,7639	0,7043	1,7751	2,0935	1,6757
			3780	5,7579	0,7067	1,7513	2,0923	1,6873
			3980	5,7543	0,7076	1,7303	2,0919	1,6987
			4280	5,7504	0,7094	1,7020	2,0917	1,7149
3	Volvo FM 11 Platform - Rear Air Suspension	L _(2,3)	3105	5,2711	0,7664	1,1206	2,1563	1,6695
			3605	5,2725	0,7681	1,0807	2,1479	1,7018
			4005	5,2764	0,7668	1,0516	2,1457	1,7267
			4405	5,2807	0,7646	1,0256	2,1451	1,7500

Якщо співставити часткову ефективність гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу (табл. 3.10) з частковою ефективністю гальмування тривісного (див. табл. 3.9) або двовісного (див. табл. 3.8) КТЗ то можна побачити, що середня часткова ефективність гальмування, яка може бути отримана за рахунок гальмування тільки однієї вісі таких колісних транспортних засобів є ще меншою (див. рис. 3.7).

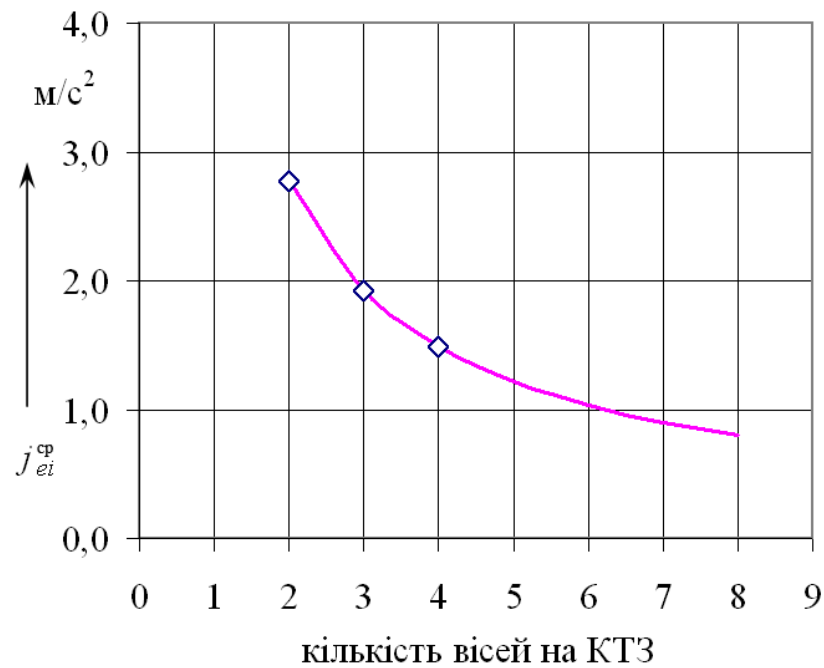


Рисунок 3.7 – Середня часткова ефективність гальмування КТЗ (за рахунок гальмування тільки однієї вісі) в залежності від кількості вісей встановлених на транспортному засобі

Нелінійне зменшення середньої часткової ефективності гальмування колісного транспортного засобу в залежності від кількості вісей встановлених на КТЗ може бути описана ступеневою залежністю (3.1), яка в достатній мірі характеризує падіння середньої часткової ефективності гальмування окремою віссю транспортного засобу.

$$j_{ei}^{cp} = 5,2 \cdot m^{-0,9}, \quad (3.1)$$

де m – кількість вісей встановлених на КТЗ.

Якщо проаналізувати часткову ефективність гальмування колісного транспортного засобу в залежності від кількості шин встановлених на вісі КТЗ то можна побачити (рис. 3.8), що здвоєна шина на відміну від одинарної дає в два рази більшу часткову ефективність гальмування транспортного засобу, це обумовлено тим, що між шиною та поверхнею дорожнього покриття реалізується більша величина зчеплення.

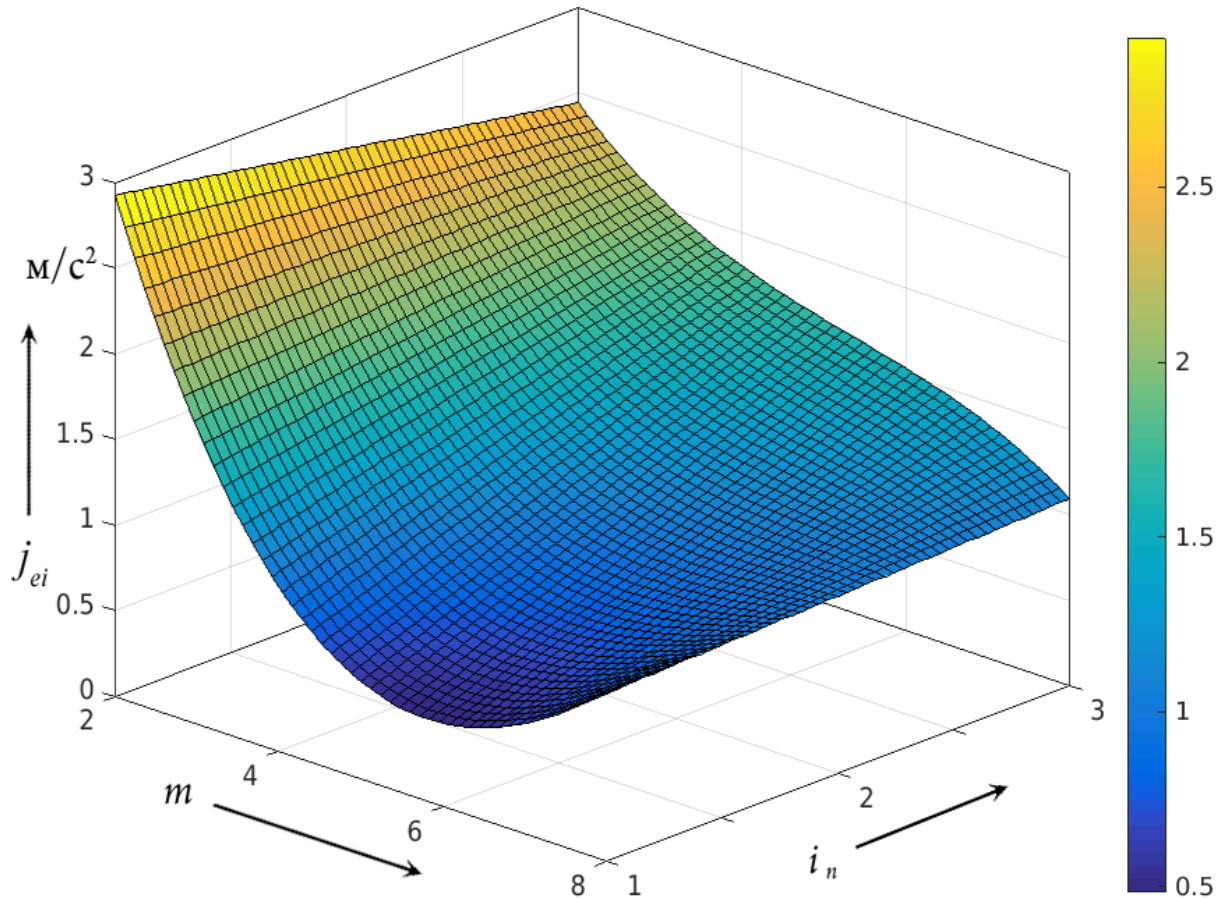


Рисунок 3.8 – Часткова ефективність гальмування колісного транспортного засобу (за рахунок гальмування тільки однієї його вісі) в залежності від ошинування коліс вісі КТЗ

Для повністю завантаженого транспортного засобу приблизне значення уповільнення отриманого за рахунок гальмування тільки однієї вісі КТЗ можна визначити з залежності (3.2).

$$j_{ei} = 9,2 - 3,45 \cdot m - 2,1 \cdot i_n + m \cdot (m \cdot (0,39 - 0,012 \cdot m) + i_n \cdot (0,88 - 0,073 \cdot m)), \quad (3.2)$$

де m – кількість вісей встановлених на КТЗ.

i_n – кількість шин встановлених на автомобільне колесо (ошинування автомобільного колеса).

Таким чином, залежність (3.2) дозволяє оцінити часткову ефективність гальмування КТЗ виходячи з конструктивних особливостей автомобіля.

На основі часткової ефективності гальмування транспортного засобу, не складно визначити максимальну ефективність дії робочої гальмової системи повністю завантаженого автомобіля, якщо прийняти, що доля ефективності дії окремої вісі підпорядковується залежності (3.3), яка і визначатиме величину максимальної ефективності гальмування колісного транспортного засобу.

$$j_e = \sum_{i=2}^m j_{ei}, \quad (3.3)$$

Проведені розрахунки за залежністю (3.2) та залежністю (3.3) показують, що в залежності від ошинування коліс багатовісних транспортних засобів їх максимальна ефективність гальмування майже не змінюється, якщо на транспортному засобі кількість вісей менша ніж 4 (рис. 3.9).

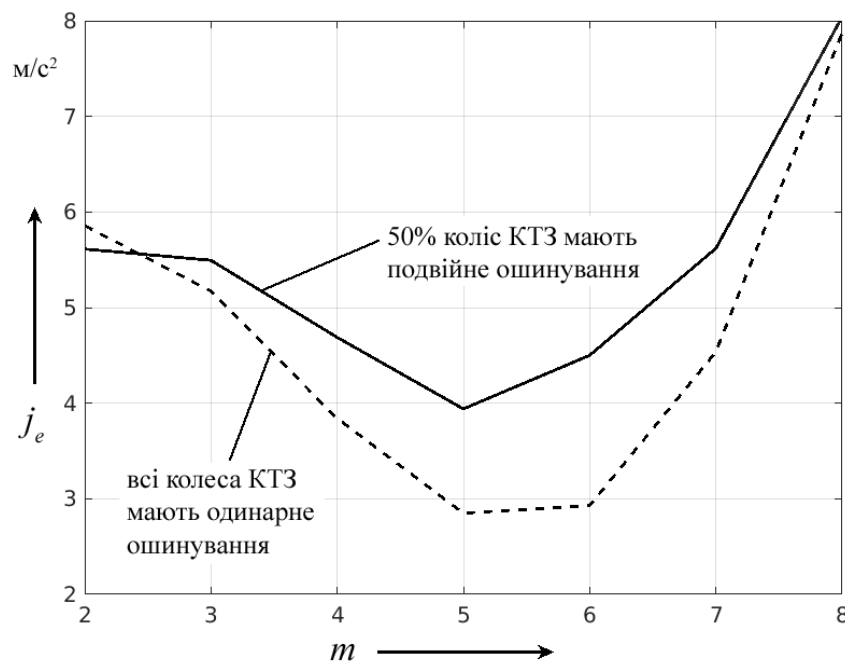


Рисунок 3.9 – Розрахована максимальна ефективність гальмування колісного транспортного засобу в залежності від кількості вісей встановлених на ньому та різних умовах ошинування його коліс

Слід зазначити, що для більшості колісних транспортних засобів, які мають від 4 до 6 вісей, максимальна ефективність їх гальмування зменшується із збільшенням кількості вісей, що обумовлено зчепними властивостями шин коліс багатовісного транспортного засобу та вагово-геометричними параметрами транспортного засобу. У разі встановлення на КТЗ більше 6 вісей, ефективність гальмування знову зростає, оскільки із збільшенням кількості вісей спостерігається не суттєве зменшення середньої крутильної жорсткості шин коліс у порівнянні з транспортними засобами, які мають від 2 до 6 вісей.

Таблиця 3.11

**Результати розрахунків реалізованого зчеплення шин коліс
двовісних транспортних засобів під час їх гальмування на сухому
асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій
відбулося гальмування КТЗ, становила 50 км/год)**

№ з/П	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації		Реалізоване зчеплення між шинами першої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами другої вісі та поверхнею дорожнього покриття
1	<i>Volvo LNG</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3700	0,3888	0,6291
			3800	0,3888	0,6291
2	ЗіЛ 4331	$L_{(1,2)}$, мм	3300	0,5576	0,7889
3	МАЗ 256200	$L_{(1,2)}$, мм	4200	0,6375	0,5957
4	<i>DAF XF.95 430</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3600	0,5550	0,5191
5	<i>Mercedes Atego 1626 A</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3860	0,5488	0,5677

**Результати розрахунків реалізованого зчеплення шин коліс
тривісних транспортних засобів під час їх гальмування на сухому
асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій
відбулося гальмування КТЗ, становила 50 км/год)**

№ з/П	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації		Реалізоване зчеплення між шинами першої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами другої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами третьої вісі та поверхнею дорожнього покриття
1	<i>Volvo FM 13 T3CB</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3000	0,3306	0,7112	0,7112
			3200	0,3306	0,7112	0,7112
			3400	0,3306	0,7112	0,7112
			3900	0,3306	0,7112	0,7112
2	<i>Volvo FM 11 TT1HA</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3000	0,3504	0,5532	0,6127
			3200	0,3504	0,5532	0,6127
			3400	0,3504	0,5532	0,6127
			3900	0,3504	0,5532	0,6127
3	<i>Volvo FM 13 PT3HA</i>	$L_{(1,2)}$, мм	2580	0,3504	0,5532	0,6127
			2780	0,3504	0,5532	0,6127
4	<i>KAMAZ 43114-02</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3690	0,4589	0,6918	0,6918
5	<i>KAMAZ 53215</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3690	0,4684	0,8167	0,8167
6	<i>Volvo FM 11 PT1LA</i>	$L_{(1,2)}$, мм	2780	0,3651	0,8365	0,6004
			2980	0,3651	0,8365	0,6004

З розрахунків наведених в таблиці 3.11 та таблиці 3.12 можна побачити, що реалізоване зчеплення між шинами автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття, для двохвісних та тривісних транспортних засобів, не залежить від їх колісної бази, але залежить від навантаження на автомобільне колесо, від швидкості з якої розпочато гальмування колісного транспортного засобу та від жорсткісних властивостей шин при їх взаємодії з поверхнею дорожнього покриття.

Це обумовлено тим, що двовісні та тривісні транспортні засоби мають одну передню вісь і перерозподіл ваги між іншими вісями КТЗ відбувається за пропорційним законом на відміну від транспортних засобів, що мають декілька передніх вісей. Результати розрахунків реалізованого зчеплення для чотиривісних транспортних засобів (табл. 3.13) показують, що для таких автомобілів реалізоване зчеплення змінюється за іншим законом.

Таблиця 3.13

**Результати розрахунків реалізованого зчеплення шин коліс
чотиривісних транспортних засобів під час їх гальмування на сухому
асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій
відбулося гальмування КТЗ, становила 50 км/год)**

№ з/П	Назва КТЗ (марка, модель)	Різниця між осями КТЗ в залежності від його модифікації		Реалізоване зчеплення між шинами першої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами другої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами третьої вісі та поверхнею дорожнього покриття	Реалізоване зчеплення між шинами четвертої вісі та поверхнею дорожнього покриття
1	<i>Volvo FM 13 Rigid - Tag Tridem</i>	$L_{(1,2)}$, мм	3700	0,2881	0,6805	0,6805	0,5396
			3900	0,2862	0,6829	0,6829	0,5418
			4100	0,2844	0,6853	0,6853	0,5440
			4300	0,2825	0,6877	0,6877	0,5469
			4600	0,2807	0,6902	0,6902	0,5491
			4900	0,2789	0,6927	0,6927	0,5513
			5200	0,2772	0,6952	0,6952	0,5536
2	<i>Volvo FM 11 Rigid - Pusher Axle Tridem</i>	$L_{(1,2)}$, мм	2980	0,3680	0,5403	0,6802	0,6802
			3280	0,3671	0,5409	0,6809	0,6809
			3580	0,3664	0,5414	0,6814	0,6814
			3780	0,3652	0,5419	0,6824	0,6824
			3980	0,3646	0,5425	0,6828	0,6828
			4280	0,3634	0,5437	0,6835	0,6835
3	<i>Volvo FM 11 Platform - Rear Air Suspension</i>	$L_{(2,3)}$, мм	3105	0,3912	0,3910	0,6502	0,6502
			3605	0,3946	0,3944	0,6449	0,6449
			4005	0,3980	0,3978	0,6397	0,6397
			4405	0,4014	0,4012	0,6347	0,6347

З таблиці 3.13 можна побачити, що у разі, коли збільшується відстань між передньою та декількома задніми вісями чоривісного транспортного засобу, реалізоване зчеплення шин коліс передньої вісі зростає, а задніх зменшується. Так, при збільшенні відстані $L_{(1,2)}$ (табл. 3.13) на 40% реалізоване зчеплення першої вісі зменшується на 2-4%, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс другої, третьої та четвертої вісі збільшується на 1-2,5%. Слід зазначити, що відсоток впливу колісної бази КТЗ на реалізоване зчеплення шин їх коліс тим менше, аніж менша колісна база транспортного засобу.

Якщо розглядати іншу компоновальну схему мостів чотиривісного транспортного засобу (два моста передні та два задні) то для таких транспортних засобів спостерігається інше явище (табл. 3.13), із збільшенням відстані між другим та третім мостом чотиривісного КТЗ, а отже із збільшенням умовної колісної бази транспортного засобу, реалізоване зчеплення шин коліс переднього та другого моста зростають на відміну від третього та четвертого моста - реалізоване зчеплення зменшується. Так, при збільшенні відстані $L_{(2,3)}$ (табл. 3.13) на 42 % реалізоване зчеплення першої та другої вісі КТЗ збільшується майже на 2,5-3%, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс третьої та четвертої вісі зменшується на 2,5%. Слід зазначити, що відсоток впливу колісної бази таких КТЗ на реалізоване зчеплення шин їх коліс тим менше, аніж менша колісна база транспортного засобу, як і для попередньо розглянутих чотиривісних транспортних засобів.

Аналіз результатів розрахунку максимальної величини середнього реалізованого зчеплення відповідних шин коліс багатовісних КТЗ показав, що додаткове ошикування коліс вісі зменшує реалізоване зчеплення на 14% й знижує ефективність гальмування автомобіля на 8-10%, але в той же час, воно дозволяє збільшити вантажопідйомність багатовісного автомобіля на 12% при швидкості руху багатовісного КТЗ не більше ніж 13,9 м/с (50 км/год).

З таблиці 3.13 можна побачити, що незавжди більша величина реалізованого зчеплення дає більше значення уповільнення транспортного засобу (табл. 3.10), тому для забезпечення найвищої ефективності дії запасної гальмової системи багатовісного транспортного засобу її необхідно виконувати на базі тих мостів, що дають найвищу ефективність гальмування КТЗ. Так наприклад, для чотиривісних автомобілів у яких одна передня вісь та три задні, запасну гальмову систему краще реалізовувати на базі другої та третьої вісях, а для автомобілів, які мають два моста передніх та два задніх – на базі третьої та четвертої вісі.

Висновки по розділу 3

Теоретичні дослідження, щодо визначення величини уповільнення колісного транспортного засобу, показали, що уповільнення транспортного засобу залежить не тільки від величини реалізованого зчеплення, що реалізується між шиною (подвійними шинами) та поверхнею дорожнього покриття, а й від координат розташування центру тяжіння транспортного засобу відносно положення його мостів, тому на основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. На величину уповільнення КТЗ окрім величини реалізованого зчеплення, що реалізується між шиною та поверхнею дорожнього покриття, впливає також характер розподілу ваги між осями автомобіля, тому нехтування вагово-геометричними параметрами КТЗ, наприклад під час дослідження обставин дорожньо-транспортної події, може призводити до помилкових результатів та висновків.

2. Коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу, незалежно від кількості осей встановлених на транспортному засобі, може бути визначений розрахунковим шляхом на основі розподілу маси автомобіля між його передніми та задніми осями в статичному стані КТЗ, шляхом зважування відповідних осей транспортного засобу на ваговимірювальному комплексі.

3. Реалізація запасної гальмової системи на багатовісному колісному транспортному засобі повинна виконуватися з урахуванням геометричного положення вісей такого автомобіля та характеру розподілу ваги між відповідними вісями КТЗ, на основі досягнення максимальних значень уповільнення автомобіля, а не на основі максимальних значень реалізованого зчеплення шин його коліс.

4. Збільшення відстані між передньою та декількома задніми вісями чотиривісного транспортного засобу, призводить до збільшення реалізованого зчеплення шин коліс передньої вісі КТЗ та до зменшення – на задніх. При збільшенні відстані $L_{(1,2)}$ (табл. 3.13) на 40% реалізоване зчеплення першої вісі зменшується на 2-4%, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс другої, третьої та четвертої вісі збільшується на 1-2,5%.

Якщо розглядати іншу компоновальну схему мостів чотиривісного транспортного засобу (два моста передні та два задні), то для таких транспортних засобів спостерігається інше явище (табл. 3.13), із збільшенням відстані між другим та третім мостом чотиривісного КТЗ, а отже із збільшенням умовної колісної бази транспортного засобу, реалізоване зчеплення шин коліс переднього та другого моста зростають на відміну від третього та четвертого моста - реалізоване зчеплення зменшується. Так, при збільшенні відстані $L_{(2,3)}$ (табл. 3.13) на 42 % реалізоване зчеплення першої та

другої вісі КТЗ збільшується майже на 2,5-3%, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс третьої та четвертої вісі зменшується близько на 2,5%.

5. Подвійне ошинування коліс на відповідних вісях багатовісного КТЗ зменшує ефективність його гальмування на 8-10%, при збільшенні вантажопідйомності транспортного засобу на 12%, в умовах його гальмування з початкової швидкості 13,9 м/с (50 км/год).

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1-8, 12, 13].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ШИН ЗДВОЄНИХ КОЛІС ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Поряд із теоретичним умінням здійснювати наукове дослідження, необхідною умовою ефективної та успішної наукової діяльності є безумовно його практичне обґрунтування, тобто підтвердження експериментальним шляхом теоретичних гіпотез, міркувань та теорій. Тому, подальше проведення роботи вимагає експериментального дослідження характеру взаємодії здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття в стендових та дорожніх умовах. Для проведення експериментального дослідження використано стендові й лабораторні установки та вимірювально-реєстраційне обладнання кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ), а також діагностичне устаткування фірми *Vostok Service*, яка є офіційним представником компанії *KNORR-BREMSE* на території України.

4.1 Методика проведення експериментальних дорожніх досліджень

Дорожні експериментальні дослідження виконувались на пересувній лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ, яка побудована на базі автобуса МАЗ-256200 (рис. 4.1). Пересувна лабораторія дозволяє провести дослідження динаміки гальмування при заїздах в різних навантажувальних, зчіпних і швидкісних умовах. Експериментальні дослідження проводились з дотриманням техніки безпеки та у відповідності до вимог Правил дорожнього руху України.



Рисунок 4.1 – Загальний вигляд пересувної лабораторії побудованої на базі автобуса МАЗ-256200

При проведенні експериментального дослідження застосовувався вимірювально-реєструючий комплекс (див. рис. 4.3), який фіксував інформацію (рис. 4.2) з п'яти датчиків частоти обертання коліс ($V_1 - V_5$), шести датчиків тиску ($P_1 - P_6$), датчику зусилля (F) та трьох трикоординатних датчиків прискорення ($A_{1x}, A_{1y}, A_{1z} - A_{3x}, A_{3y}, A_{3z}$). Вимірювання дійсної швидкості (V_5) руху транспортного засобу було забезпечено за рахунок додатково встановленого п'ятого колеса (рис. 4.2).

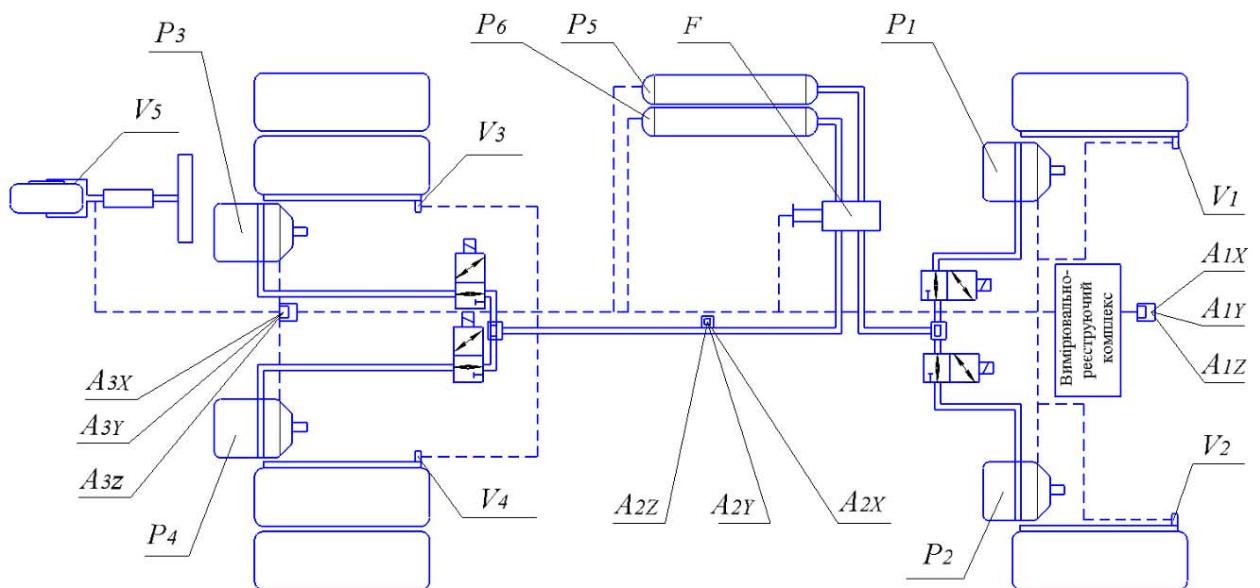
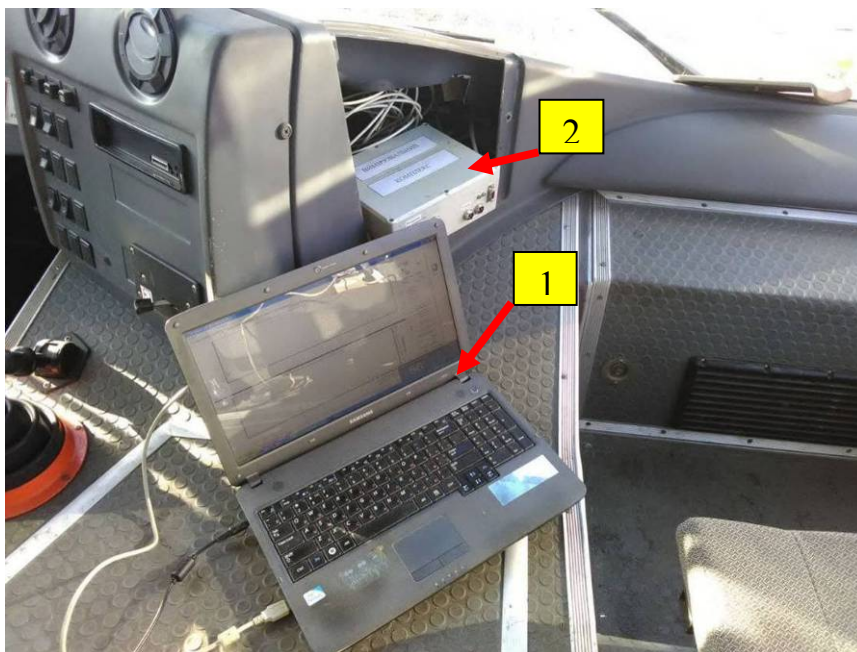


Рисунок 4.2 – Схема розміщення датчиків вимірювально-реєструючого комплексу на пересувній лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, побудованій на базі автобуса МАЗ-256200



1 – ПК ноутбук (Notebook DELL D830);

2 – вимірювально-реєструючий комплекс;

Рисунок 4.3 – Загальний вигляд розташування вимірювально-реєструючого комплексу в пересувній лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, побудованій на базі автобуса МАЗ-256200

Змонтовані реєструючі датчики не впливали на динамічні процеси під час гальмування автобуса, як в тяговому так і в гальмовому режимах.

Програма дорожніх експериментальних досліджень складалася з наступних етапів дослідження:

- вимірювання навантаження на передню та задню вісь автобуса в спорядженому стані;
- вимірювання навантаження на передню та задню вісь автобуса в завантаженому стані;
- визначення максимальної ефективності гальмування автобуса, за рахунок однієї з його вісей, в спорядженому стані;
- визначення максимальної ефективності гальмування автобуса, за рахунок однієї з його вісей, в завантаженому стані;

Спостереження та контроль параметрів вимірювання здійснювався з пасажирського місця розташованого навпроти місця водія.

4.2 Методика проведення експериментальних стендових досліджень

Під час стендових експериментальних досліджень за допомогою вимірювально-реєструючого комплексу фіксувалися: швидкість обертання коліс відповідної вісі транспортного засобу; нормальне навантаження на відповідну вісь транспортного засобу; гальмові моменти на відповідних колесах однієї вісі транспортного засобу; тиск у гальмовому приводі; швидкість спрацьовування гальмового приводу; зусилля на гальмовій педалі; опір коченню коліс відповідної вісі транспортного засобу.

Загальний вигляд стенду *Unimetal Quantum*, який було використано під час стендових експериментальних досліджень впливу ошиновування коліс транспортного засобу на гальмовий момент, що утворювався внаслідок гальмування автомобіля, зображено на рисунку 4.4.



а)

б)

в)

а) вигляд стенду відносно переднього габариту транспортного засобу;

б) вигляд з боку правого габариту транспортного засобу;

в) вигляд з боку лівого габариту транспортного засобу

Рисунок 4.4 – Загальний вигляд гальмового стенду *Unimetal Quantum*

Фіксування результатів вимірювання параметрів гальмування коісного транспортного засобу та керування гальмовим роликовим стендом *Unimetal Quantum* здійснювалось за допомогою центрального пристрою керування (рис. 4.5), яке по своїй суті є персональним комп'ютером, працюючого на оперативній системі *Windows*, на який встановлено спеціальне програмне забезпечення *Unimetal*.



Рисунок 4.5 – Загальний вигляд центрального пристрою фіксування результатів вимірювання параметрів гальмування КТЗ та керування гальмовим стендом *Unimetal Quantum*

Основні технічні характеристики роликового стенду *Unimetal Quantum*, що використовувався під час проведення експериментальних досліджень, представлено в таблиці 4.1.

Технічні характеристики роликового стенду *Unimetal Quantum*

Параметр	Величина	Похибка
Початкова швидкість гальмування на стенді	2,5 км/год	
Діапазон вимірювання маси	3,5-18,0 т	±3%
Діапазон вимірювання з навантаженням на вісь колісного транспортного засобу 3,5 -16 т	0-30 кН	±3%
Дискретність показань	10 Н	
Різниця сил гальмування	0-99%	±1%
Допустиме ковзання	20 %	
Діапазон ширини колісних баз	0,9-2,87 м	
Діапазон діаметрів коліс транспортних засобів	0,305 – 0,84 м	
Довжина приводного блоку	0,915 м	
Ширина приводного блоку	1,625 м	
Глибина приводного блоку	0,427 м	
Маса приводного блоку	640 кг	
Діаметр роликів	0,250 м	
База роликів	0,445-0,475 м	
Виступ роликів над поверхнею	0,060 м	

Під час експериментальних досліджень було передбачено декілька етапів проведення експерименту.

Перший етап, дозволив визначити максимальну ефективність гальмування коліс транспортного засобу в спорядженому стані за рахунок гальмування тільки коліс з одинарним ошинуванням.

Другий етап, дозволив визначити максимальну ефективність гальмування коліс транспортного засобу в спорядженому стані за рахунок гальмування тільки коліс з подвійним ошинуванням.

Третій етап, дозволив визначити максимальну ефективність гальмування коліс транспортного засобу в спорядженому стані за рахунок опору коченню тільки коліс з одинарним ошинуванням.

Четвертий етап, дозволив визначити максимальну ефективність гальмування коліс транспортного засобу в спорядженому стані за рахунок опору коченню тільки коліс з подвійним ошинуванням.

Такі етапи дослідження, дозволили оцінити ефективність гальмування пересувної лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, що побудована на базі автобуса МАЗ-256200, при різних умовах навантаження шин транспортного засобу та дозволило співставити теоретичні результати дослідження взаємодії здвоєних шин коліс КТЗ з поверхнею дорожнього покриття.

4.3 Прилади, обладнання та апаратура для проведення досліджень

Під час проведення дорожніх експериментальних досліджень використовувався вимірювально-реєструючий комплекс кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула, який являє собою 12-бітний аналогово-цифровий перетворювач, що дозволяє вимірювати одночасно декілька фізичних величин (швидкість, зусилля, переміщення, прискорення та тиск) з частотою до 200 Гц. Комплекс одночасно дозволяє обробляти та фіксувати до 27 сигналів з різних датчиків. Згідно з паспортними даними комплексу, похибка під час фіксування зміни фізичних величин не перевищує 0,08 % при напрузі живлення датчиків не більше 5 В. Загальна похибка вимірювально-реєструючого комплексу під час вимірювань з використанням усіх 27 каналів зв'язку не перевищує 2,16%. При використанні меншої кількості каналів похибка виміру зменшується пропорційно зменшенню кількості одночасно вимірювальних величин.

Загальний вигляд вимірювально-реєструючого комплексу кафедри автомобілів ім. А.Б.Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету зображено на рисунку 4.6. Разом з комплексом було використано спеціальне програмне забезпечення *STEND* (рис. 4.7), яке було розроблено спеціально під комплекс і під'єднується до комплексу через роз'єм *USB*. Збереження інформації відбувається через інтерфейс програмного забезпечення *STEND* у текстовому форматі з розширенням *.txt.

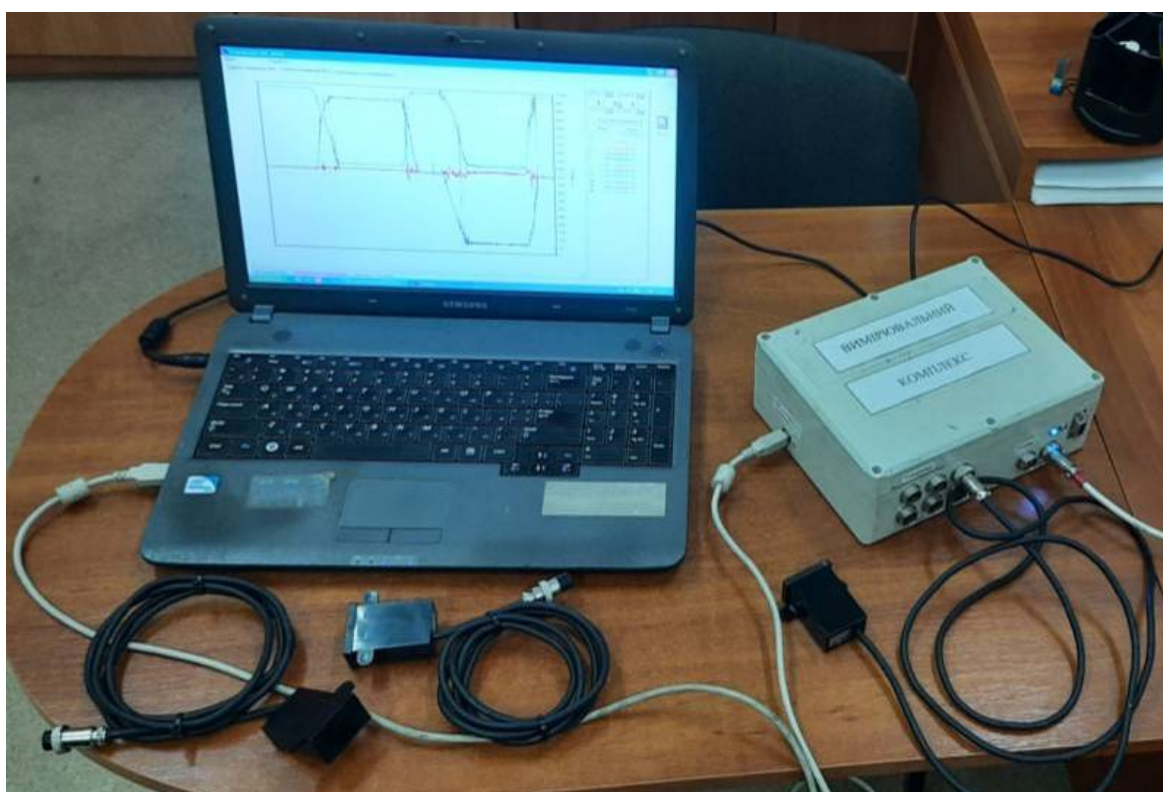


а)

б)

а) вид спереду; б) вид ззаду

Рисунок 4.6 – Загальний вигляд вимірювально-реєструючого комплексу

Рисунок 4.7 – Під'єднання програмного забезпечення *STEND* до вимірювально-реєструючого комплексу через кабель з роз'ємом *USB*

Калібрування датчиків прискорення (рис. 4.8), зусилля на педалі гальма та тиску в гальмовому приводі колісного транспортного засобу під час проведення дорожніх експериментальних досліджень відбувалось через вимірювальний комплекс за допомогою програмного забезпечення, яке було встановлено на ноутбучі *Samsung NP-R528* (рис. 4.7).

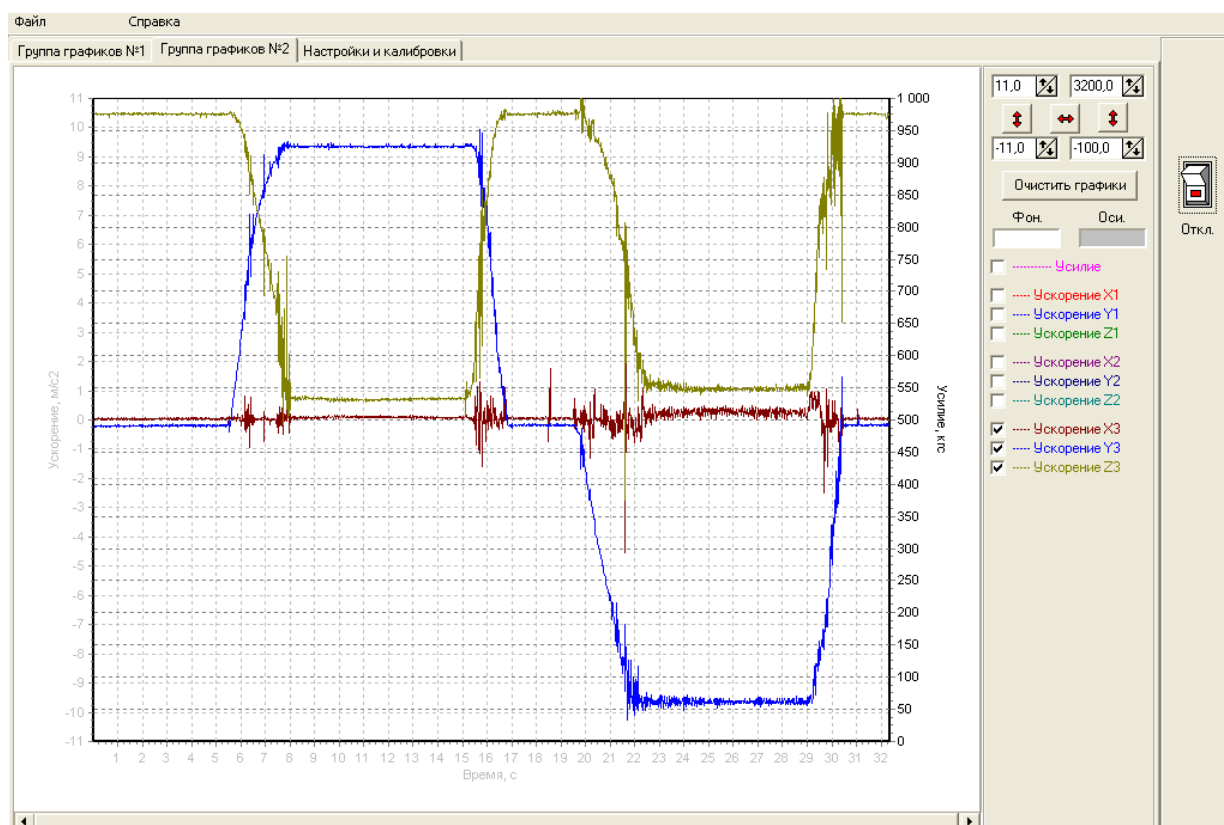


Рисунок 4.8 – Загальний вигляд інтерфейсу програмного забезпечення для вимірювально-реєструючого комплексу, на якому відображено процес фіксування максимальних значень прискорення отриманих за допомогою три координатних датчиків прискорення

Вимірювально-реєструючий комплекс складається з друкованих плат на основі 4 мікропроцесорів, приймально-вивідного каналів та порту живлення комплексу від бортової мережі автомобіля або від акумулятора напругою 12 В. Інтерфейс програмного забезпечення вимірювально-реєструючого комплексу побудовано на мові програмування C++, в середовищі Qt, яке має вільну ліцензію.

У зазначеному інтерфейсі передбачено можливість проведення налаштування всіх датчиків, під'єднаних до відповідних каналів вимірювально-реєструючого комплексу, а також передбачено можливість фільтрації потоку даних, отриманих з датчиків з метою відсіювання випадкових величин, що виникають внаслідок дії зовнішніх перешкод (перешкод або електричного шуму).

4.4 Експериментальні дорожні дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу

Експериментальні дорожні дослідження проводилися на транспортному засобі МАЗ 256200 в суху погоду, на асфальтовому покритті горизонтального профілю, при температурі навколишнього середовища 28°C. Під час експериментальних досліджень в завантаженому та порожньому стані транспортного засобу були встановлені максимально можливі величини його уповільнення в трьох різних варіантах гальмування коліс автобуса: перший під час одночасного гальмування за рахунок першої та другої вісі автобуса, другий під час гальмування за рахунок тільки першої (передньої) вісі автобуса, третій під час гальмування за рахунок тільки другої (задньої) вісі автобуса. Для зручності аналізу результатів експериментальних досліджень величини уповільнення автобуса зведено до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Теоретична та експериментальна ефективність гальмування двовісного транспортного засобу на сухому асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій відбулося гальмування КТЗ, становила 60 км/год)

Назва КТЗ (марка, модель)		Уповільнення КТЗ під час його гальмування одночасно за рахунок першої та другої його вісей (j_m), м/с ²	Уповільнення КТЗ під час його гальмування за рахунок тільки першої вісі (j_{m1}), м/с ²	Уповільнення КТЗ під час його гальмування за рахунок тільки другої вісі (j_{m2}), м/с ²
Теоретичний розрахунок				
МАЗ 256200	завантажений	5,91	2,87	2,93
	споряджений	7,04	4,19	3,33
Експериментальне дослідження в дорожніх умовах				
МАЗ 256200	завантажений	5,96	2,85	2,88
	споряджений	7,00	4,57	3,28

В таблиці 4.2 також наведено величини уповільнення завантаженого та спорядженого автобуса МАЗ 256200 отримані розрахунковим шляхом на основі теоретичних положень викладених в розділі 2 та 3 даного дисертаційного дослідження. З таблиці 4.2 можна побачити, що теоретичні та експериментальні дослідження збігаються за порядком чисел і майже відповідають один одному. Похибку між результатами експериментального дослідження та теоретичними розрахунками визначимо за відомою залежністю

$$\Delta = \frac{\max(j_m^{\text{експ.}}, j_m^{\text{теор.}}) - \min(j_m^{\text{експ.}}, j_m^{\text{теор.}})}{\max(j_m^{\text{експ.}}, j_m^{\text{теор.}})} \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

де $j_m^{\text{експ.}}$ та $j_m^{\text{теор.}}$ – відповідна величина уповільнення автобуса отримана при рівних умовах внаслідок проведення експериментальних досліджень та теоретичних розрахунків, м/с^2 .

Для аналізу похибки між проведеними експериментальними дослідженнями та теоретичними розрахунками, зведемо їх до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Похибки між результатами експериментальних досліджень та теоретичними розрахунками ефективності гальмування двовісного транспортного засобу на сухому асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій відбулося гальмування КТЗ, становила 60 км/год)

Назва КТЗ (марка, модель)		Похибка розрахунків для j_m , %	Похибка розрахунків для j_{m1} , %	Похибка розрахунків для j_{m2} , %
МАЗ 256200	завантажений	0,84	0,70	1,7
	споряджений	0,57	8,3	1,5

З таблиці 4.3 можна побачити, що середня похибка розрахунків не перевищує 5% для споряджених або завантажених транспортних засобів, що вказує на вірність запропонованої методики розрахунку параметрів взаємодії шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття, яка базується на крутильній жорсткості пневматичних шин транспортного засобу.

З метою співставлення результатів розрахунку реалізованого зчеплення шин коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття за залежністю (2.33) із значенням реалізованого зчеплення отриманим експериментально, необхідно виконати перерахунок величини реалізованого зчеплення через уповільнення транспортного засобу. Для цього виразимо рівняння (2.38) через реалізовані зчеплення f_1 та f_2 і представимо їх відповідно у вигляді залежності (4.2) та (4.3).

$$f_1 = \frac{z_1 \cdot (L_{(1,2)}^2 - axles + f_0^2 - axles \cdot h_g) - f_0^2 - axles \cdot a_g^2 - axles}{z_1 \cdot h_g + b_g^2 - axles}, \quad (4.2)$$

$$f_2 = \frac{z_2 \cdot (f_0^1 - axles \cdot h_g - L_{(1,2)}^2 - axles) + f_0^1 - axles \cdot b_g^2 - axles}{z_2 \cdot h_g - a_g^2 - axles}, \quad (4.3)$$

де $z_1 = \frac{j_{m1}}{g}$, $z_2 = \frac{j_{m2}}{g}$ – коефіцієнти гальмування транспортного засобу отримані за рахунок гальмування тільки відповідної його передньої / задньої вісі.

$f_0^1 - axles$, $f_0^2 - axles$ – відповідні реалізовані зчеплення, що утворюється внаслідок виникнення опору кочення автомобільного колеса (коефіцієнт опору кочення).

На основі проведення стендових досліджень коефіцієнт опору кочення $f_0^1 - axles = 0,011$, а $f_0^2 - axles = 0,016$ для автобуса МАЗ 256200.

На основі проведених стендових досліджень зафіксовано, що коефіцієнт опору кочення здвоєних коліс не завжди вище коефіцієнта опору коченню коліс з одинарним ошинуванням, тому це питання потребує додаткового дослідження, оскільки під час проведення експериментальних досліджень від здвоєних коліс не від'єднувалися елементи трансмісії колісного транспортного засобу.

Для зручності аналізу результатів розрахунку реалізованого зчеплення автобуса МАЗ 256200 за залежністю (2.33) та залежностями (4.2), (4.3) зведемо їх до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Розраховане реалізоване зчеплення передніх та задніх коліс двовісного транспортного засобу на сухому асфальтовому покритті (початкова швидкість на якій відбулося гальмування КТЗ, становила 60 км/год)

Назва КТЗ (марка, модель)		Реалізоване зчеплення шин коліс передньої вісі транспортного засобу	Реалізоване зчеплення шин коліс задньої вісі транспортного засобу
Теоретичний розрахунок на основі залежності (2.33)			
МАЗ 256200	завантажений	0,6055	0,5658
	споряджений	0,7020	0,7632
Розрахунок на основі визначення уповільнення КТЗ під час експериментальних дорожніх досліджень з урахуванням залежності (4.2) та (4.3)			
МАЗ 256200	завантажений	0,5948	0,5518
	споряджений	0,7400	0,7459

Похибку між результатами розрахунків реалізованого зчеплення отриманого теоретичним шляхом та на основі проведеного експериментального дослідження визначимо за залежністю (4.4), що аналогічна залежності (4.1).

$$\Delta_i = \frac{\max(f_i^{\text{експ.}}, f_i^{\text{теор.}}) - \min(f_i^{\text{експ.}}, f_i^{\text{теор.}})}{\max(f_i^{\text{експ.}}, f_i^{\text{теор.}})} \cdot 100\%, \quad (4.4)$$

де $f_i^{\text{експ.}}$ та $f_i^{\text{теор.}}$ – реалізовані зчеплення i -ої вісі отримані відповідно на основі залежностей (4.2), (4.3) та залежності (3.33) при рівних умовах.

Для проведення аналізу похибки розрахунку, між двома отриманими результатами розрахунку реалізованого зчеплення шин коліс транспортного засобу, зведемо їх до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

Похибки між розрахунками реалізованого зчеплення шин коліс двовісного транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття

Назва КТЗ (марка, модель)		Похибка розрахунків для f_1 , %	Похибка розрахунків для f_2 , %
МАЗ 256200	завантажений	1,77	2,47
	споряджений	5,14	2,27

З таблиці 4.5 можна побачити, що середня похибка розрахунків як і похибка розрахунків уповільнення КТЗ (див. табл. 4.3) не перевищує 5% для споряджених або завантажених транспортних засобів.

4.5 Стендові експериментальні дослідження ефективності гальмування транспортного засобу з одинарним та подвійним ошиновуванням його коліс

З метою визначення впливу вертикального навантаження, що приходить на вісь транспортного засобу, на максимальне реалізоване зчеплення шин коліс двовісного транспортного засобу, експериментальні дослідження в стендових умовах виконано для різних типів транспортних засобів, які мають колеса з одинарним та подвійним ошиновуванням.

Результати стендових експериментальних досліджень, які дозволили визначити максимальні реалізовані зчеплення шин коліс з одинарним та подвійним ошинуванням, двовісного транспортного засобу зведено до таблиці 4.6 для зручності аналізу.

Таблиця 4.6

**Стенові експериментальні дослідження з визначення
максимальної ефективності дії гальм коліс спорядженого двовісного
транспортного засобу (початкова швидкість на якій відбувалося
гальмування КТЗ, становила 5 км/год)**

№ вісі	Коефіцієнт опору кочення (f_0^{i-axes})	Нормальна реакція (R_{zi}), кН	Максимальна гальмова сила на лівому колесі (R_{xi}^{left}), кН	Максимальна гальмова сила на правому колесі (R_{xi}^{right}), кН	Коефіцієнт гальмування (z_i), який забезпечує окрама вісь КТЗ	Максимальне реалізоване зчеплення (f_i^{i-axes})
Автомобіль <i>Mercedes-Benz Atego 970.01</i>						
1	0,0239	32,236	9,24	9,78	0,301	0,450
2	0.0230	30,872	7,87	7,07	0,237	0,586
Автомобіль <i>Mercedes-Benz Atego 818</i>						
1	0,0351	31,088	7,65	7,78	0,248	0,406
2	0.0334	31,146	7,51	7,38	0,239	0,513
Автомобіль <i>DAF XF.95 430</i>						
1	0,0230	62,608	15,11	14,44	0,239	0,382
2	0,0231	60,910	13,43	10,77	0,196	0,439
Автомобіль <i>MAN LE 18.280</i>						
1	0,0300	36,886	10,43	10,84	0,263	0,467
2	0,0240	43,841	10,21	9,39	0,243	0,486
Автомобіль <i>RENAULT MAGNUM</i>						
1	0,0267	58,370	15,36	14,84	0,291	0,415
2	0,0403	45,342	9,89	9,81	0,190	0,470

Типові осцилограми запису зростання гальмових сил на лівих та правих колесах транспортного засобу зображені на рисунку 4.9 та 4.10.

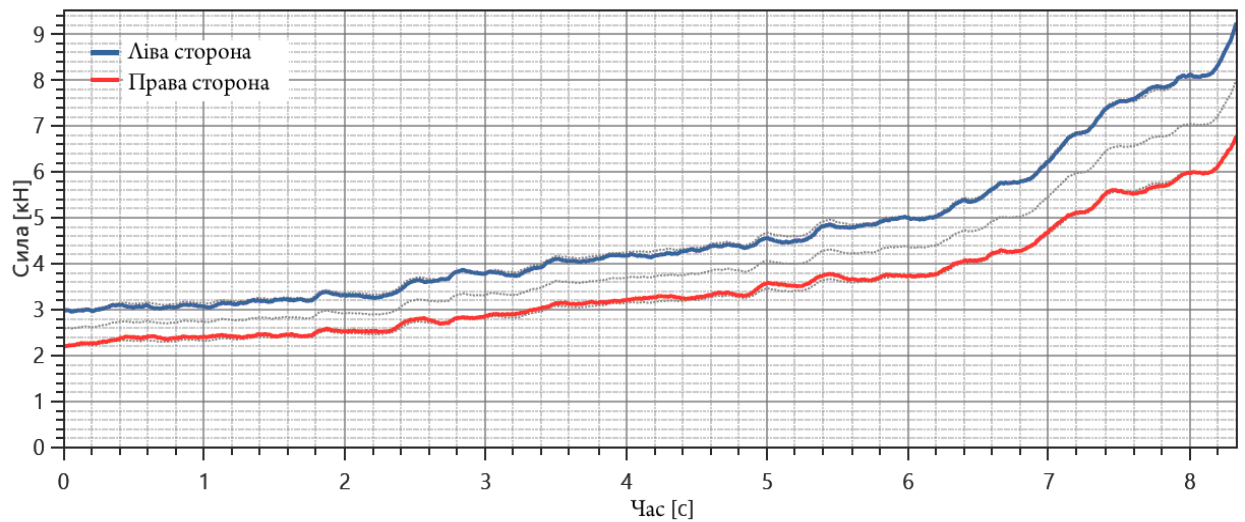


Рисунок 4.9 – Типова осцилограма зростання гальмових сил лівого та правого колеса передньої вісі автомобіля *Mercedes-Benz Atego 970.01*

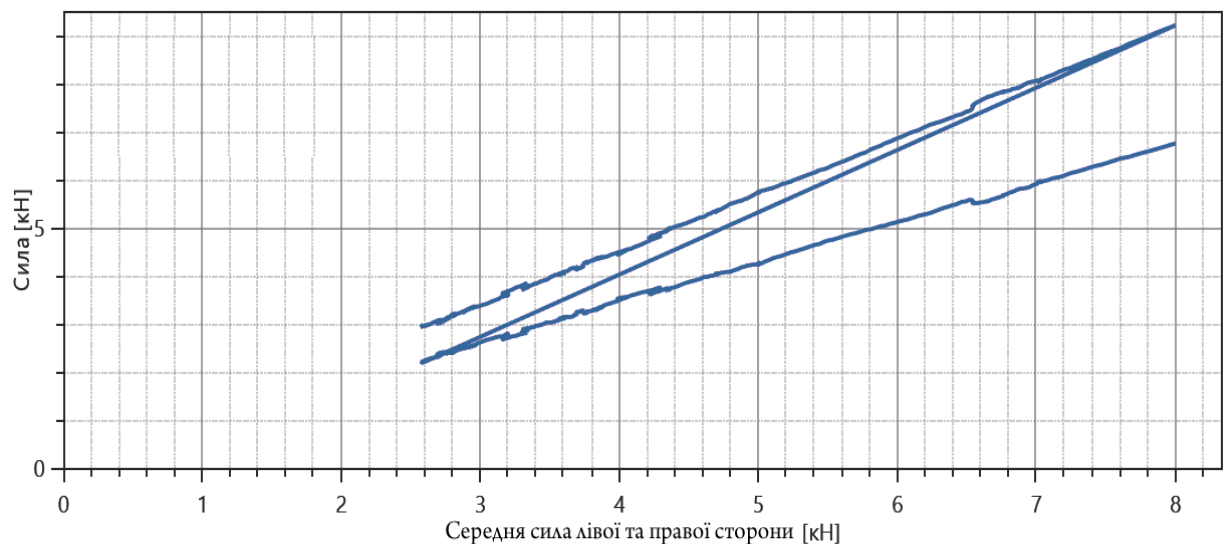


Рисунок 4.10 – Типова осцилограма співвідношення гальмових сил лівого та правого колеса вісі до середнього значення цих гальмових сил автомобіля *Mercedes-Benz Atego 970.01*

Співставляючи отримані результати стендових експериментальних досліджень реалізованого зчеплення коліс з одинарним та подвійним їх ошинуванням можна побачити, що для різних транспортних засобів при взаємодії шин коліс КТЗ з біговими барабанами стенда *Unimetal Quantum* значення реалізованого зчеплення шин з одинарним ошинуванням

змінюється в діапазоні від 0,382 до 0,467, а для коліс зі здвоєними шинами від 0,439 до 0,586, при майже однаковому розподілі вертикального навантаження між передніми та задніми вісями КТЗ.

З таблиці 4.6 можна побачити, що різниця між реалізованими зчепленнями коліс з одинарним та подвійним ошинуванням коліс КТЗ тим менша, аніж більша колісна база транспортного засобу, та не залежить від кількості шин встановлених на колесо, що підтверджує теоретичні розсуди наведені в розділі 2 та 3 даного дисертаційного дослідження.

Аналогічні стендові експериментальні дослідження проведені для тривісного колісного транспортного засобу (табл. 4.7) показують, що із збільшенням ваги транспортного засобу та кількості вісей, на які ця вага розподіляється, реалізоване зчеплення шин його коліс з одинарним та подвійним ошинуванням трохи зменшується, але не пропорційно збільшенню ваги КТЗ.

Таблиця 4.7

**Стендові експериментальні дослідження з визначення
максимальної ефективності дії гальм коліс спорядженого
тривісного транспортного засобу (початкова швидкість на якій
відбувалося гальмування КТЗ, становила 5 км/год)**

№ вісі	Коефіцієнт опору кочення ($f_0^{i-axles}$)	Нормальна реакція (R_{zi}), кН	Максимальна гальмова сила на лівому колесі (R_{xi}^{left}), кН	Максимальна гальмова сила на правому колесі (R_{xi}^{right}), кН	Коефіцієнт гальмування (z_i), який забезпечує окрама вісь КТЗ	Максимальне реалізоване зчеплення ($f_i^{i-axles}$)
Автомобіль <i>Mercedes-Benz ACTROS 3341 A 6X6</i>						
1	0,0215	40,496	11,06	10,59	0,160	0,426
2	0,0310	65,472	16,71	12,12	0,212	0,305
3	0,0272	29,783	5,48	5,02	0,077	0,525

Незначне зниження реалізованого зчеплення (див. табл. 4.7) по відношенню до реалізованого зчеплення двовісних транспортних засобів (див. табл. 4.6) пов'язане із впливом на нього координат положення центра тяжіння транспортного засобу, координат положення мостів КТЗ відносно центра тяжіння автомобіля та зниженням коефіцієнта гальмування транспортного засобу, який забезпечується окремою його віссю, що також підтверджує теоретичні положення викладені в розділах 2 та 3 даної дисертаційної роботи.

Таблиця 4.8

**Стендові експериментальні дослідження з визначення
максимальної ефективності дії гальм коліс спорядженого чотиривісного
транспортного засобу (початкова швидкість на якій відбувалося
гальмування КТЗ, становила 5 км/год)**

№ вісі	Коефіцієнт опору кочення ($f_0^{i-axles}$)	Нормальна реакція (R_{zi}), кН	Максимальна гальмова сила на лівому колесі (R_{xi}^{left}), кН	Максимальна гальмова сила на правому колесі (R_{xi}^{right}), кН	Коефіцієнт гальмування (z_i), який забезпечує окрама вісь КТЗ	Максимальне реалізоване зчеплення ($f_i^{i-axles}$)
Автомобіль <i>RENAULT KERAX</i>						
1	0,0247	56,633	12,08	10,47	0,108	0,419
2	0,0240	69,563	17,84	16,59	0,166	0,364
3	0,0258	42,674	14,55	12,94	0,132	0,446
4	0.0319	39,132	10,46	10,09	0,098	0,474

З метою остаточного підтвердження теоретичних положень викладених в розділі 2 та промодельованих в розділі 3 були проведені стендові експериментальні дослідження на чотиривісних колісних транспортних засобах (табл. 4.8).

Стендові експериментальні дослідження максимальної ефективності дії гальм коліс спорядженого чотиривісного транспортного засобу (табл. 4.8) показали, що середнє значення коефіцієнта гальмування, який може бути досягнутий за рахунок гальмування тільки однієї вісі такого КТЗ зменшується на 47% в порівнянні з двовісними транспортними засобами та на 13% в порівнянні з тривісними КТЗ, що не суперечить результатам імітаційного моделювання процесу гальмування на сухому асфальтовому покритті, що приведені на рисунку 3.7.

Висновки по розділу 4

Проведені стендові та дорожні експериментальні дослідження дозволили підтвердити основні теоретичні положення дисертаційної роботи та не суперечать дослідженням проведеним іншими науковцями світу, але уточнюють основні теоретичні положення з теорії руху колісних транспортних засобів. На основі проведених експериментальних досліджень, можна зробити наступні висновки:

1. Проведені експериментальні дослідження підтверджують те, що величина уповільнення колісного транспортного засобу залежить не тільки від величини реалізованого зчеплення, а й від вагово-геометричних параметрів КТЗ (положення координати центра тяжіння автомобіля відносно його вісей).

2. Порівняння результатів проведених експериментальних досліджень з визначення часткової ефективності гальмування КТЗ за рахунок тільки однієї з його вісей показали, що середня похибка розрахунків, по відношенню до експериментальних досліджень, не перевищує 5% для споряджених або завантажених транспортних засобів, що вказує на вірність запропонованої

методики розрахунку параметрів взаємодії одинарних, здвоєних або строєних шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття, яка базується на крутильній жорсткості пневматичних шин транспортного засобу.

Визначений експериментальним шляхом коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу, підтверджує можливість визначення цього коефіцієнту розрахунковим шляхом через вагово-геометричні параметри КТЗ та жорсткісні властивості пневматичних шин встановлених на вісях транспортного засобу.

3. Шляхом проведеного експериментального стендового дослідження встановлено, що коефіцієнт опору коченню здвоєних коліс не завжди вище коефіцієнта опору коченню коліс з одинарним ошинуванням, тому це питання потребує додаткового дослідження, оскільки під час проведення експериментальних досліджень від здвоєних коліс не від'єднувалися елементи трансмісії колісного транспортного засобу.

4. Співставляючи отримані результати стендових експериментальних досліджень реалізованого зчеплення коліс з одинарним та подвійним їх ошинуванням встановлено, що для різних транспортних засобів при взаємодії шин коліс КТЗ з біговими барабанами стенда *Unimetal Quantum* значення реалізованого зчеплення шин з одинарним ошинуванням на 13 – 20% менші, аніж реалізовані зчеплення коліс зі здвоєними шинами в аналогічних умовах, при майже однаковому вертикальному навантаженні на вісі з одинарним та подвійним ошинуванням коліс КТЗ.

Експериментальні дослідження показали, що різниця між реалізованими зчепленнями коліс з одинарним та подвійним ошинуванням тим менша, аніж більша колісна база транспортного засобу, та майже незалежить від кількості шин встановлених на колесо, що підтверджує теоретичні розсуди наведені в розділі 2 та 3 даного дисертаційного дослідження.

Незначне зниження реалізованого зчеплення у тривісних КТЗ по відношенню до реалізованого зчеплення двовісних КТЗ пов'язане із впливом на нього координат положення центра тяжіння транспортного засобу, координат положення мостів КТЗ відносно центра тяжіння автомобіля та зниженням коефіцієнта гальмування транспортного засобу, який забезпечується окремою його віссю, що також підтверджує теоретичні положення викладені в розділах 2 та 3 даної дисертаційної роботи.

5. Проведені стендові експериментальні дослідження максимальної ефективності дії гальм коліс спорядженого чотиривісного транспортного засобу показали, що середнє значення коефіцієнта гальмування, який може бути досягнутий за рахунок гальмування тільки однієї вісі такого КТЗ зменшується на 47% в порівнянні з двовісними транспортними засобами та на 13% в порівняння з тривісними КТЗ, що також підтверджується теоретичним положенням викладеним в розділі 3 даної дисертаційної роботи.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 2, 8, 12, 13].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання з удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття, шляхом отримання нових взаємозв'язків між жорсткісними параметрами пневматичних шин коліс КТЗ та реалізованим зчепленням, що реалізується між шиною та поверхнею дорожнього покриття.

Основні результати, що отримані в процесі проведення теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у наступному:

1. Теоретичне дослідження характеру реалізації поздовжнього зчеплення між шинами здвоєних коліс транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття показало, що величина сили реалізованого зчеплення між шинами такого колеса та поверхнею дорожнього покриття залежить від характеру зміни середньої кутової жорсткості шин. При наявності різниці між відстанями, що пов'язані з віссю симетрії колеса та віссю симетрії відповідної шини спостерігається зменшення середньої кутової жорсткості шин коліс на 14 %, які мають іншу ніж одинарне ошинування, при зменшенні тиску в одній з шин такого колеса на 80 %.

Виконане теоретичне дослідження характеру впливу середньої жорсткості шин коліс, які мають не одинарне ошинування показало, що величина середньої жорсткості шин таких коліс не змінюється при зміні тиску в шині в діапазоні від 0,15 до 0,35 МПа. Це обумовлено, насамперед нелінійністю зміни відстаней y_1 та y_2 та додатковим навантаженням шини (R_z) в якій залишається тиск на рівні не нижче 0,6 МПа при зниженні тиску в іншій шині до рівня не нижче 0,35 МПа.

Встановлено, що нелінійна зміна відстаней y_1 та y_2 залежить від вертикального навантаження на здвоєне колесо не більше ніж на 10 %, при падінні тиску в одній з шин до рівня, що знаходиться в діапазоні тисків від 0,15 МПа до 0,35 МПа, та на 44 % в залежності від тиску в шині. У разі ж

одночасного зниження тиску в обох шинах, крутильна жорсткість $C_{xcp}^{\text{ш}}$ зменшуватиметься на 33 % при незмінному навантаженні на здвоєне автомобільне колесо.

2. Теоретичні дослідження впливу характеру реалізації поздовжнього зчеплення між шинами здвоєних коліс транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття, з метою уточнення факторів, які впливають на уповільнення транспортного засобу під час його гальмування показали, що величина сили реалізованого зчеплення між шинами такого колеса та поверхнею дорожнього покриття залежить від характеру зміни кутової жорсткості шин. При наявності різниці між відстанями, що пов'язані з віссю симетрії колеса та віссю симетрії відповідної шини спостерігається зменшення кутової жорсткості шини при інших рівних умовах експлуатації шини. Аналіз характеру зміни реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс КТЗ від його вагових параметрів показав, що збільшення маси КТЗ призводить до зниження зчіпних властивостей його шин, а отже і до зниження величини уповільнення автомобіля. Зменшення маси транспортного засобу навпаки підвищує зчіпні властивості між шиною та поверхнею дорожнього покриття, що відповідно позитивно впливає на ефективність гальмування транспортного засобу, оскільки його уповільнення зростатиме пропорційно зниженню ваги автомобіля.

Збільшення відстані між передньою та декількома задніми вісями чотиривісного транспортного засобу, призводить до збільшення реалізованого зчеплення шин коліс передньої вісі КТЗ та до зменшення – на задніх. При збільшенні відстані між першою та другою віссю чотиривісного КТЗ на 40% реалізоване зчеплення першої вісі зменшується на 2-4 %, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс другої, третьої та четвертої вісі збільшується на 1-2,5 %. Якщо розглядати іншу компоновальну схему мостів чотиривісного транспортного засобу (дві вісі передні та дві задні), то для

таких транспортних засобів спостерігається інше явище, із збільшенням відстані між другою та третьою віссю, а отже із збільшенням умовної колісної бази транспортного засобу, реалізоване зчеплення шин коліс передньої та другої вісі зростають на відміну від третьої та четвертої на яких реалізоване зчеплення зменшується. Так, при збільшенні відстані між другою та третьою віссю чотиривісного КТЗ на 42 % реалізоване зчеплення першої та другої його вісі збільшується майже на 2,5-3 %, при цьому реалізоване зчеплення шин коліс третьої та четвертої вісі зменшується на 2,5 %.

Подвійне ошинування коліс на відповідних вісях багатовісного КТЗ зменшує ефективність його гальмування на 8-10 % при збільшенні вантажопід'ємності транспортного засобу на 12 % в умовах його гальмування з початкової швидкості руху 13,9 м/с (50 км/год).

3. Удосконалений метод визначення реалізованого зчеплення шин здвоєних коліс транспортного засобу з нежорстким дорожнім покриттям, дозволив уточнити характер уповільнення транспортного засобу, що має вісі з подвійним ошинуванням коліс. Теоретичний аналіз динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, які обладнуються здвоєними автомобільними колесами показав, що на величину уповільнення такого КТЗ окрім величини реалізованого зчеплення впливає також характер розподілу ваги між осями автомобіля, тому нехтування вагово-геометричними параметрами транспортного засобу, наприклад під час дослідження обставин дорожньо-транспортної події, може призвести до помилкових результатів.

Коефіцієнт гальмування колісного транспортного засобу, не залежно від кількості осей встановлених на ньому, може бути визначений розрахунковим шляхом, на основі розподілу маси автомобіля між його передніми та задніми осями в статичному стані, шляхом зважування відповідних осей КТЗ на ваговимірювальному комплексі. Похибка його розрахунків при цьому не перевищує 5 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) *Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6 (Scopus, Quartiles - Q3);
2. Leontiev, D., & Frolov, A. (2022). Determination of the average torsional stiffness of tires of a double vehicle wheel during its interaction with the road surface. *Automobile Transport*, 51, 14–25. [https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.02](https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.02;);
3. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Kuripka, O., Frolov, A., & Don, Y. (2021) Features of adaptive brake control of the secondary brake system of a multi-axle vehicle. *Automobile Transport*, 48, 27–37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.27> ;
4. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Frolov, A., Suhomlyn, O., & Kuripka, O. (2021) Features of braking of multi-axle vehicles depending on the layout of their axles. *Automobile Transport*, 49, 23–35. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.04>;
5. Рижих Л.О., Ломака С.Й., Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса в режимі гальмування. «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» Збірник матеріалів міжнародної науково-технічної конференції.* Ташкент, Узбекистан;
6. Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса. «Новітні технології*

- розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;
7. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) *Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle*. Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019 : тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. Чернігів : ЧНТУ;
 8. Фролов А.А., Шабратко О.С., Кошкарів А.Д. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям*. «Актуальні питання судової експертизи і криміналістики» Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 150-річчю з дня народження Засл. проф. М.С. Бокаріуса. Харків. ХНДІСЕ;
 9. Фролов А.А., Альокса М.М. (2019) *Вплив зносу шин на їх зчипні властивості*. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;
 10. Фролов А.А., Рижих Л.О., Ломака С.Й. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям*. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;
 11. Леонтьєв Д.М., Фролов А.А., Федорченко В.І., Сухомлін О.В. (2021) *Особенности гальмування багатовісних колісних транспортних засобів*. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту»

Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції.
Харків : ХНАДУ;

12. Леонтьєв Д.М., Михалевич М.Г., Фролов А.А. (2018) Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*, 18, 383-392;
13. Фролов А.А., Шабратко О.С. (2020) Дослідження шин вантажного транспортного засобу щодо визначення пошкоджень, які утворилися в результаті експлуатації або в результаті заводського дефекту. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*. Харків: ХНДІСЕ, 21, 441-451;
14. Клименко В.І., Леонтьєв Д.М., Куріпка О.В., Фролов А.А. (2021) Визначення тангенціальних властивостей одинарної пневматичної шини у режимі гальмування транспортного засобу. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 19, 28-34. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.19.0.28>;
15. Nishida, H., Tokiwa, Y. Effects of higher-order structure of poly(3-hydroxybutyrate) on its biodegradation. II. Effects of crystal structure on microbial degradation. *J Environ Polym Degr* 1, 65–80 (1993). <https://doi.org/10.1007/BF01457654>.
16. Britannica, T. Editors of Encyclopaedia (2020). *Friction. Encyclopedia Britannica*. <https://www.britannica.com/science/friction>.
17. Chichinadze A.V., Brown E.D., Bushe N.A. et al. (2001). *Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication)*.
18. Malekan, A., Rouhani, S. (2019) Model of contact friction based on extreme value statistics. *Friction* 7, 327–339. <https://doi.org/10.1007/s40544-018-0215-9>.
19. Britannica, T. Editors of Encyclopaedia (2020). *Force. Encyclopedia Britannica*. <https://www.britannica.com/science/force-physics>.

20. Idar Petersen (2003) Wheel Slip Control in ABS Brakes using Gain Scheduled Optimal Control with Constraintse Thesis submitted for the degree of Doktor Ingeniør / Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology Trondheim, Norway.
21. Chaohong Fang, Zhenwei Cao, Mehran M. Ektesabi, Ajay Kapoor, A.H.M Sayem. (2013) Driveline modelling analysis for active driveability control. 2013 *IEEE Conference on Systems, Process & Control (ICSPC)*, 125-128.
22. Besdo, D.; Heimann, B.; Klüppel, M.; Kröger, M.; Wriggers, P.; Nackenhorst, U. (2010). *Elastomere Friction: Theory, Experiment and Simulation*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-10657-6>.
23. Olmos L., Alvarez Icaza L. Optimal emergency vehicle braking control based on dynamic friction model. *Journal of Applied Research and Technology*, april, ano/vol. 1, numero 001. Universidad Nacional Autonoma de Mexico. Distrito Federal, Mexico, 15-26.
24. Hans B. Pacejka (2006) *Tyre and Vehicle Dynamics*.
25. Vil'ke V.G. (1995) The rolling of a rigid wheel along a deformable rail. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 59 (3), 485-490, [https://doi.org/10.1016/0021-8928\(95\)00056-U](https://doi.org/10.1016/0021-8928(95)00056-U)
26. Ying, L.; Qin, W.; Liu, X. (2013) Safety Evaluation and Remediation Measures Research for Continuous Long Downhill Segment in Expressway. *West. China Commun. Sci. Technol*, 6, 8–13.
27. Xi, J.; Gao, Z.; Niu, S.; Ding, T.; Ning, G. (2013) A Hybrid Algorithm of Traffic Accident Data Mining on Cause Analysis. *Math. Probl. Eng.*, 130–137..
28. Wong J. (1982) *Ground vehicle theory*.
29. Persson B. N. J. (2001) Theory of rubber friction and contact mechanics / *Journal of chemical physics*, 115 (8), 3840-3861

30. Miao Yu , Guoxiong Wu , Lingyun Kong , Yu Tang (2017) Tire-Pavement Friction Characteristics with Elastic Properties of Asphalt Pavements. *Applied sciences*, 7 (1123); <https://doi.org/10.3390/app7111123>
31. Manuel Acosta, Stratis Kanarachos , Mike Blundell. (2017) Road Friction Virtual Sensing: A Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches. *Applied sciences*, 7 (1230); <https://doi.org/10.3390/app7121230>
32. Barquins M. Sliding friction of rubber and Schallamach waves. *Mater. Sci. Eng.*, 73 (1985), 45-63.; [https://doi.org/10.1016/0025-5416\(85\)90295-2](https://doi.org/10.1016/0025-5416(85)90295-2)
33. B.Best, P.Meijers, A.R.Savkoor. (1981) The formation of schallamach waves. *Wear*, 65 (3), 385-396; [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(81\)90064-8](https://doi.org/10.1016/0043-1648(81)90064-8)
34. G. A. D. Briggs, B. J. Briscoe. (1978) How rubber grips and slips Schallamach waves and the friction of elastomers. *Philosophical Magazine A*, 38 (4), 387-399, <https://doi.org/10.1080/01418617808239243>
35. Deng, Z.; Qi, Z. T.; Dong, Z.; He, P.; Han, C.; Ren, S. (2013). A road surface identification method for a four in-wheel-motor drive electric vehicle, *International Journal of Biomechatronics and Biomedical Robotics* 2(2/3/4): 87–92. <https://doi.org/10.1504/IJBBR.2013.058721>.
36. Abbott E. J., Firestone F. A. (1933) Specifying surface Quality. *Mech. Enging*, 55, 569-572.
37. Jakub Polasik, Konrad J. Waluś, Łukasz Warguła. (2017). Experimental Studies of the Size Contact Area of a Summer Tire as a Function of Pressure and the Load. *Procedia Engineering* 177, 347-351.
38. Samuel K. Clark (1971) *Mechanics of Pneumatic Tires* (monograph).
39. Samuel K. Clark (1981) *Mechanics of Pneumatic Tires* (monograph).
40. Koutny F. (2007) *Geometry and mechanics of pneumatic tires*. Zlin, CZE.
41. Alan N. Gent, Joseph D. Walter (2006) *The Pneumatic Tire* .
42. Hays D. (2013) *The Physics of Tire Traction: Theory and Experiment*.

43. Леонтьєв Д.М. (2011) Системний підхід до створення автоматизованого гальмового керування транспортних засобів категорій M_3 та N_3 : (дисертація канд. техн. нук.). Харківський національний автомобільно-дорожній університет;
44. Леонтьєв Д.М., Туренко А.М., Клименко В.І., Рижих Л.О., Красюк О.М. (2012) Основи створення та дослідження електронно-пневматичного гальмового керування транспортних засобів (монографія);
45. Леонтьєв Д.М., Туренко А.М., Богомолів В.О., Клименко В.І., Рижих Л.О., Красюк О.М., Михалевич М.Г. (2015) *Реалізація інтелектуальних функцій в електронно-пневматичному гальмовому керуванні транспортних засобів*: (монографія).
46. Leontiev D., Klymenko V., Aloksa M., & Sylchenko M. (2022). Regarding the issue of determining the deceleration of a two-axle vehicle with a damaged brake system. *Automobile Transport*, 50, 21–28. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2022.50.0.03>
47. Boyle J.T., Spence J. (2013) *Stress Analysis for Creep*.
48. William N. F., Francis A. D. (2013) *Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials*.
49. Altenbach H., Naumenko K. (2007) *Modeling of Creep for Structural Analysis*
50. Standard (1972) *Cars. Wheel rolling. Terms and Definitions*.
51. O. M. Braun, B. N. Persson, B. Steenwyk, A. Warhadpande, (2016) On the dependency of friction on load: Theory and experiment. *EPL (Europhysics Letters)*, 113 (5), 5 pages <https://doi.org/10.1209/0295-5075/113/56002>
52. Miao Yu, Guoxiong Wu, Lingyun Kong, Yu Tang (2017) Tire-Pavement Friction Characteristics with Elastic Properties of Asphalt Pavements. *Applied Sciences*, 7, 16 pages <https://doi.org/10.3390/app7111123>
53. Manuel Acosta, Stratis Kanarachos, Mike Blundell (2017) Road Friction Virtual Sensing: A Review of Estimation Techniques with Emphasis on

- Low Excitation Approaches. *Applied Sciences*, 7, 47 pages <https://doi.org/10.3390/app7121230>
54. Jin L-Q, Ling M, Yue W (2017) Tire-road friction estimation and traction control strategy for motorized electric vehicle. *PLoS ONE*, 12(6), 1-18. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0179526>
 55. Ломака С. Й., Рижих Л. О., Чебан, А. А. Леонтьєв Д. М., Красюк А. М. (2009) Системи автоматичного регулювання та практична реалізація алгоритма керування їх виконуючими механізмами. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*, 47, 9 – 18.
 56. Khaleghian S., Emami A., Taheri S. (2017) A technical survey on tire-road friction estimation. *Friction*, 5 (2), 123–146 <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0151-0>
 57. Bin Ma, Hong-guo Xu, Yong Chen, Mu-yi Lin (2017) Evaluating the tire wear quantity and differences based on vehicle and road coupling method. *Advances in Mechanical Engineering*, 9 (5), 13 pages <https://doi.org/10.1177/1687814017700063>
 58. Ise T., Higuchi M., Suzuki Y., Tachiya H. (2017) Measurement on Friction Coefficients of Tire Grounding Surface in Arbitrary Directions under High-Load. *Experimental mechanics*, 57 (9), 1383-1393 <https://doi.org/10.1007/s11340-017-0309-8>
 59. Akutagawa K. (2017) Technology for Reducing Tire Rolling Resistance. *Tribology online*, 12 (3), 99-102 <https://doi.org/10.2474/trol.12.99>
 60. Renski A. (2017) *Analysis of the Influence of the Drive Force Distribution Between Axles on an Automobile Stability in Its Curvilinear Motion*. Conat 2016: International Congress of Automotive and Transport Engineering, 55-63 https://doi.org/10.1007/978-3-319-45447-4_6
 61. Regulation № 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of

- vehicles of categories *M*, *N* and *O* with regard to braking [2016/194] [Electronic resource] : in force OJL 42, 18.02.2016 // EUR-Lex Access to European Union law. – Access mode: [http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?qid=1512034253794&uri=-CELEX:42016X0218\(01\)](http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?qid=1512034253794&uri=-CELEX:42016X0218(01)). – address from the screen.
62. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і О стосовно гальмування. (Правила ЄЕК ООН №13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 – [Чинний від 25.12.2002]. – К.: Державтотранс НДІпроект, 2002. – 324 с. – (Національний стандарт України).
 63. Волков В.П., Вільський Г.Б. (2010) *Теорія руху автомобіля*
 64. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi (2010) *Modern electric, Hybrid electric and fuel cell vehicle*
 65. Волков. В.П. (2003) *Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля*
 66. Солтус А.П. (2010) *Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля*
 67. Рудасьов В.Б., Бажан С.П., Редчиць В.В. (2020) *Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей*
 68. Astrom K. J. and Wittenmark B. (1997) *Computer Controlled Systems: theory and design* (Third ed.). Prentice-Hall.
 69. Ervin R.D. (1975) ‘*Mobile Measurement of Truck Tire Traction*. in Proc. Symposium on Commercial Vehicle Braking and Handling, Highway Safety Research Institute, University of Michigan, Ann Arbor.
 70. Wong J.Y. (2001) *Theory of Ground Vehicles*. 3rd Edition.
 71. Сахно В.П.; Сирота В.І.; Поляков В.М.; Головань В.Г.; Лисий О.В. (2017) *Автомобілі. Теорія*
 72. Рижих Л.О., Леонтьєв Д.М, Чебан А.А. (2009) Особливості кочення колеса в режимі гальмування при зміні темпа наповнення гальмової камери. *Вісті автомобільно-дорожнього інституту*, 1, 140-145.

73. Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchyk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique*. 18 (5), 401–408. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-5-401-408>
74. Леонтьєв Д.М. (2013) Вплив алгоритмів роботи автоматичних систем на ефективність гальмування транспортного засобу. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 61-62, 158-161
75. Леонтьєв Д. (2016) *Про спосіб визначення уповільнення багатовісного автомобіля на основі зчеплень, що реалізуються його колесами та розташування координати центра ваги*. Тези доповідей, Львів.
76. Diachuk, O. Lykhodii, Leontiev, D., L. Ryzhykh, & Yu. Aleksandrov. (2022). Dynamic modeling of semitrailer trucks equipped by steered wheels. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 16(1), 8691–8705. <https://doi.org/10.15282/jmes.16.1.2022.04.0687>
77. Туренко А.М. Леонтьєв Д.М., Клименко В.І., Рижих Л.О., Ломака С.Й. (2011) До методики аналізу та вибору розподілу гальмових сил між вісями автомобіля з урахуванням вимог Правил №13 ООН. *Автомобільний транспорт*, 29, 29-36
78. Туренко А.М., Богомолов В.О., Леонтьєв Д.М. (2016) Спосіб визначення уповільнення багатовісного автомобіля на основі реалізованих зчеплень його коліс та розташування координати центра мас. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 75, 13-17
79. Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Огневий В.О., Смирнов Є.В. (2017) *Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей*.
80. Michelin Technology (2001) *The tyre. Grip*
81. Michelin Technology (2003) *The Tyre. Rolling resistance and fuel savings*

82. Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. *Автомобільний транспорт*, 39, 74-79
83. Clark S. K. (1981) *Mechanics of Pneumatic Tires*
84. Абдулгазіс А.У. (2011) *Вплив нестабільності характеристик шин на нерівномірність їхнього навантажування і стійкість руху автомобілів* (дисертація канд. техн. наук), Харківський національний автомобільно-дорожній університет.
85. Badalamenti J.M. and Doyle G.R jr.. (1988) Radial-interradial spring tiremodels. *Journal of Vibration, Acoustic, Stress and Reliability in Design*, 110 (1), 70-75.
86. Captain K.M., Boghani A.B. and Wormley D.N. (1979) Analytical tire models for dynamic vehicle simulation. *Vehicle System Dynamics*, 8, 1-32.
87. Kisilowski J. and Lozia Z. (1986) Modelling and simulating the braking process of automotive vehicle on uneven surface, 9th IAVSD Symposium, Linkuping, Sweden, June 24-28, 1985, *Vehicle System Dynamics*, 15, supplement, 250-263.
88. Guo K. (1993) Tire roller contact model for simulation of vehicle vibration input, *SAE paper* 932008.
89. Gough V.E. (1963) Tyres and air suspension, *Advances in Automobile Engineering*, editor G.H. Tidbury, Pergamon Press, Oxford, U.K., 59-91.
90. Kilner J.R. (1982) Pneumatic tire model for aircraft simulation, *Journal of Aircraft*, 19 (10), 851-857.
91. Misun V. (1994) Road loads when a vehicle moves over an unevenness in a road, *Heavy Vehicle Systems, Special Series, International Journal of Vehicle Design*, 1 (4), 417-432.
92. Lippmann S.A., Piccin W.A. and Baker T.P. (1965) Enveloping characteristics of truck tires – a laboratory evaluation, *SAE paper* 650184.

93. Eichler M. (1996) *Ride comfort calculations with adaptive tire models*, Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'96), Aachen, Germany, June 24-28, 927-939.
94. Eichler M. (1996) *A ride comfort tyre model for vibration analysis on full vehicle simulations*, 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin, Germany, February 20-21, 1997, Vehicle System Dynamics, Vol. 27 supplement, 109-122.
95. Kamoulakos A. and Kao B.G. (1996) *Transient response of a rotating tire under multiple impacts with a road bump using PAM-SHOCK*, Proceedings of International Conference on High Performance Computing in Automotive Design, Engineering and Manufacturing, Enghien, France, October 7-10.
96. C.W. Mousseau, G.M. Hulbert and S.K. Clark (1996) *On the modeling of tires for the prediction of automotive durability loads*, 14th IAVSD symposium, Ann Arbor, U.S.A., August 21-25, 1995, Vehicle System Dynamics, Vol. 25 supplement, 466-488.
97. Ch. Oertel (1996) *On modeling contact and friction – calculation of tyre response on uneven roads*, 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin, Germany, February 20-21, 1997, Vehicle System Dynamics, Vol. 27 supplement, 289-302.
98. H. Oldenettel and H.J. Kuster (1996) *Test procedure for the quantification of rolling tire belt vibrations*, 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin, Germany, February 20-21, 1997, Vehicle System Dynamics, Vol. 27 supplement, 37-49.
99. Haichao Zhou, Guolin Wang, Yangmin Ding, Jian Yang, Chen Liang and Jing Fu. (2019) Effect of Friction Model and Tire Maneuvering on Tire-Pavement Contact Stress. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2015, 2-25. <https://doi.org/10.1155/2015/632647>.

100. De Beer M., Maina J., Rensburg Y., Greben J. (2012). Toward using tire-road contact stresses in pavement design and analysis. *Tire Science and Technology*, 40, 246-271.
101. Gabriel A., Raluca M. (2015). *Truck tire-road contact stress measurement and modeling*. 4th International Tire Colloquium: Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis. 218-227.
102. Lu Y., Wang L., Yang Q., Ren J. (2018). Analysis of Asphalt Pavement Mechanical Behaviour by Using a Tire-Pavement Coupling Model. *International Journal of Simulation Modeling*. 17. 245-256.
103. Al-Qadi I. L., Yoo P. J., Elseifi M. A., Janajreh I., Chehab G., Collop A. (2005). Effects of tire configurations on pavement damage. *Asphalt Paving Technology: Association of Asphalt Paving Technologists-Proceedings of the Technical Sessions*, 74, 921-961.
104. De Beer M., Fisher C., Kannemeyer L. (2004). *Tire-pavement interface contact stresses on flexible pavements –quo vadis*. In: 8th Conference on Asphalt Pavements for Southern Africa (CAPSA'04). Sun City, South Africa. 681-702.
105. De Beer M., Sadzik E. M., Fisher C., Coetzee C. H. (2005). *Tire-Pavement contact stress patterns from the test tires of the Gautrans heavy vehicle simulator (HVS) MK IV+*. In: 24th Southern Africa Transport Conference (SATC 2005). Pretoria, South Africa. 413-430.
106. Kim Y. R., Tayebali A. A., Guddati M. N., Karshenas A., Cho S. (2015) *Surface Layer Bond Stresses and Strength*
107. Gruber P., Sharp R. S., Crocombe A. (2008) Friction and camber influence on the static stiffness properties of a racing tire. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part D-JOURNAL of automobile engineering*, 222. 1965-1976. <http://dx.doi.org/10.1243/09544070JAUTO872>.
108. Леонтьев Д.М. (2021) Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою.

(дисертація д-ра техн. наук), Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

109. Satyanarayana N. and Sambaiah Ch., (2012) Fatigue Analysis of Aluminum Alloy Wheel Under Radial Load,” *IJMIE-India*, 2(1), 1–6.
110. Otto Rettenmaiereneur «*Shipyards transporters*» TII Sales Transporter Industry International Sales GmbH & Co. KG products and markets, TII GROUP at a glance, Germany.
111. Robert Bosch GmbH (2014) *Bosch Automotive Handbook 9th Ed.*
112. Friedrichshafen and Karlsruhe (2018) *Automotive guide BOSCH.*
113. *Volvo Trucks* (2016) Specification. FM LNG 4x2 Tractor - Rear Air Suspension. Volvo Trucks. Model range. *Volvo Truck Corporation*. 2016-10-09.
114. *Volvo Trucks* (2016) Specification. FM 11 6x2 Tractor - Low - Lite Pusher. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2016-11-07.
115. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM LNG 4x2 Tractor - Rear Air Suspension - Contact Regional Business Manager before. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
116. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 11 6x2 Tractor - Low - Lite Pusher - Rear Air Suspension FM 62 PT1LA. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
117. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 11 6x2 Tractor - Tag - Rear Air Suspension FM 62 TT1HA. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
118. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 6x4 Tractor - X-High B Ride - N3G Straight front axle FM 64 T3CB. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
119. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 8x2 Platform - Tag - Rear Air Suspension FM 82F R3HA. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.

120. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 8x2 Rigid - Pusher Axle Tridem – contact sales engineering reference application. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
121. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 11 8x4 Platform - Rear Air Suspension - N3 Cranked front axles for on road work FM. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
122. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 8x4 Rigid - High B Ride - N3 Cranked front axle for on road work FM 84F R3HB. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
123. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 11 8x4 Rigid - Pusher Axle Tridem – contact sales engineering reference application. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
124. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 11 8x4 Rigid - Tag Tridem - N3 – contact sales engineering reference application FM. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
125. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 8x4 Rigid - X-High Tag Tridem - N3G – contact sales engineering reference. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
126. *Volvo Trucks* (2019) Specification. FM 13 8x4 Rigid - Tag Tridem - N3 – contact sales engineering reference application FM. *Volvo Trucks. Model range*. Volvo Truck Corporation. 2019-12-09.
127. *Volvo Trucks* (2014) Product guide. VOLVO FH series. *Volvo Trucks*. Volvo Truck Corporation.
128. *Volvo Trucks* (2017) Product guide. VOLVO FM series. *Volvo Trucks*. Volvo Truck Corporation.
129. KRAZ (2020) KRAZ «CATALOGUE OF TRUCKS» *Model range of KrAZ automobiles*. KRAZ Truck Corporation.
130. Volvo «Volvo Trucks Brochure Gallery» (23.07.2022) Режим доступа: <https://www.volvotrucks.com/en-en/trucks/information/brochure-gallery.html>

Додаток А

**Терміни, що описують процес взаємодії автомобільного колеса з
поверхнею дорожнього покриття**

Аналіз науково-технічної літератури [15-60] показав, що фізичний процес взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття та оцінка ефективності гальмування колісного транспортного засобу можуть бути описані наступними технічними термінами:

Реалізоване зчеплення – це відношення будь-якої гальмової сили (поздовжньої реакції опорної поверхні) R_x до вертикального навантаження (нормальної реакції) R_z , які діють на шину автомобільного колеса, що загальмовується. У формульному вираженні реалізоване зчеплення може бути представлено у вигляді залежності:

$$f_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (\text{A.1})$$

Максимальне реалізоване зчеплення (коефіцієнт зчеплення) – це відношення максимально можливої гальмової сили (поздовжньої реакції опорної поверхні) $R_x^{\max}$ до вертикального навантаження (нормальної реакції) R_z , які діють на шину автомобільного колеса, що загальмовується у відповідних дорожніх умовах.

$$f_x^{\max} = \frac{R_x^{\max}}{R_z} \quad (\text{A.2})$$

Реалізоване зчеплення заблокованого колеса (коефіцієнт зчеплення заблокованого колеса або коефіцієнт тертя ковзання) – це відношення будь-якої, викликаной тертям-ковзанням, гальмової сили (поздовжньої реакції опорної поверхні) R_x^{TP} до вертикального навантаження (нормальної реакції)

R_z , які діють на шину заблокованого автомобільного колеса, що ковзає відносно поверхні дорожнього покриття.

$$f_{\text{тр}} = \frac{R_x^{\text{тр}}}{R_z} \quad (\text{A.3})$$

Реалізоване зчеплення, що утворюється в наслідок виникнення опора кочення автомобільного колеса (коефіцієнт опору коченню) – це відношення сили (поздовжньої реакції опорної поверхні) R_{x0} , до вертикального навантаження (нормальної реакції) R_z , які діють на шину автомобільного колеса, що котиться в умовах відсутності гальмового або тягового моментів.

$$f_0 = \frac{R_{x0}}{R_z} \quad (\text{A.4})$$

Реалізоване зчеплення вісі – це середнє значення реалізованих зчеплень відповідного лівого та правого автомобільного колеса однієї вісі колісного транспортного засобу.

$$f_i = \frac{f_{xi}^{\text{л}} + f_{xi}^{\text{п}}}{2}, \quad (\text{A.5})$$

де індекс i означає порядковий номер вісі КТЗ.

Реалізоване зчеплення безпосередньо впливає на процес гальмування колісного транспортного засобу та визначає характер його уповільнення разом із координатами розташування центру ваги автомобіля, тому розглянемо деякі фізичні величини, які є функціями від реалізованого зчеплення.

Найважливішим параметром гальмування колісного транспортного засобу є уповільнення (j_x) [24, 26 - 28, 43 - 45, 62 - 67, 70, 71]. Уповільнення

має лінійний зв'язок із так званим «коефіцієнтом гальмування», який в свою чергу є функцією від реалізованих зчеплень [20, 24, 26, 43 - 45, 71], які виникають в наслідок взаємодії шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття в умовах зниження швидкості руху колісного транспортного засобу

Коефіцієнт гальмування – це відношення суми гальмових сил (поздовжніх реакцій опорної поверхні) $\sum R_x$ до ваги колісного транспортного засобу G_a .

$$z = \frac{\sum R_x}{G_a} = \frac{P_j}{G_a} = \frac{j_x \cdot m}{m \cdot g} = \frac{j_x}{g} \quad (\text{A.6})$$

де P_j – сила інерції колісного транспортного засобу, Н;

m – маса транспортного засобу, кг.

Аналіз міжнародного стандарту [61], щодо гальмування КТЗ показав, що якщо в гальмовому керуванні транспортного засобу встановлено автоматизовану систему регулювання гальмового зусилля то це зусилля може бути знижено на величину до 25 % в наслідок спрацьовування автоматизованої системи. Таке зниження обумовлено особливостями реалізації алгоритмів роботи автоматизованих систем [55, 72–74] під час підтримання реалізованого зчеплення поблизу окремого максимуму реалізованого зчеплення кожного з коліс КТЗ. Фізичний процес, що описує це явище, прийнято оцінювати так званим «коефіцієнтом використання сили зчеплення».

Коефіцієнт використання сили зчеплення – це відношення усереднених сумарних гальмових сил $\sum R_x^{ABS}$, які створюються при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, до максимально можливої сумарної гальмової сили $\sum R_x^{\max}$, яка може бути створена при

коченні коліс транспортного засобу без блокування та використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

Оскільки гальмові сили заміряти досить складно, коефіцієнт використання сили зчеплення може бути визначений, як відношення сили інерції транспортного засобу, яка досягається при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, до максимально можливої сили інерції, яка може бути досягнута при коченні коліс транспортного засобу без блокування та використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

У формульному вираженні коефіцієнт використання сили зчеплення можна представити у вигляді залежності:

$$\varepsilon = \frac{\sum R_x^{ABS}}{\sum R_x^{\max}} = \frac{P_{j\,ABS}}{P_{j\,\max}} = \frac{j_{ABS} \cdot m}{j_{\max} \cdot m} = \frac{j_{ABS}}{j_{\max}} \quad (\text{A.7})$$

З міжнародного стандарту [61] та науково-технічної літератури [1, 108] відомо, що коефіцієнт використання сили зчеплення при сертифікації транспортного засобу в умовах різних погодно кліматичних умовах на полігоні, не повинен виходити з діапазону 0.75 ... 1.1.

Верхня межа діапазону 1.1 встановлена з урахуванням 10% похибки визначення максимально можливої сумарної гальмової сили $\sum R_x^{\max}$, яка може бути реалізована шинами коліс транспортного засобу, під час їх кочення відносно поверхні дорожнього покриття.

Додаток Б

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) *Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6 (Scopus, Quartiles - Q3);
2. Leontiev, D., & Frolov, A. (2022). Determination of the average torsional stiffness of tires of a double vehicle wheel during its interaction with the road surface. *Automobile Transport*, 51, 14–25. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.02> ;
3. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Kuripka, O., Frolov, A., & Don, Y. (2021) Features of adaptive brake control of the secondary brake system of a multi-axle vehicle. *Automobile Transport*, 48, 27–37. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.27> ;
4. Bogomolov, V., Klimenko, V., Leontiev, D., Frolov, A., Suhomlyn, O., & Kuripka, O. (2021) Features of braking of multi-axle vehicles depending on the layout of their axles. *Automobile Transport*, 49, 23–35. <https://doi.org/10.30977/AT.2019-8342.2021.49.0.04> .

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Рижих Л.О., Ломака С.Й., Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса в режимі гальмування*. «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» Збірник матеріалів міжнародної науково-технічної конференції. Ташкент, Узбекистан;
6. Фролов А.А. (2018) *Щодо впливу вертикального навантаження на коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса*. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ;
7. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) *Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle*. Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019 : тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. Чернігів : ЧНТУ;
8. Фролов А.А., Шабратко О.С., Кошкарів А.Д. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям*. «Актуальні питання судової експертизи і криміналістики» Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 150-річчю з дня народження Засл. проф. М.С. Бокаріуса. Харків. ХНДІСЕ;

9. Фролов А.А., Альокса М.М. (2019) *Вплив зносу шин на їх зчіпні властивості. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції.* Харків : ХНАДУ;
10. Фролов А.А., Рижих Л.О., Ломака С.Й. (2019) *Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції.* Харків : ХНАДУ;
11. Леонтьєв Д.М., Фролов А.А., Федорченко В.І., Сухомлін О.В. (2021) *Особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів. «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції.* Харків : ХНАДУ;

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. Леонтьєв Д.М., Михалевич М.Г., Фролов А.А. (2018) Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики*, 18, 383-392.
13. Фролов А.А., Шабратко О.С. (2020) Дослідження шин вантажного транспортного засобу щодо визначення пошкоджень, які утворилися в результаті експлуатації або в результаті заводського дефекту. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістики.* Харків: ХНДІСЕ, 21, 441-451

Відомості про апробацію результатів дисертації:

Дисертаційна робота обговорена на міжкафедральному семінарі, що відбувся на кафедрі автомобілів ім. А.Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних сесіях ХНАДУ і міжнародних конференціях:

Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» (м. Ташкент, Ташкентський інститут з проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, Узбекистан, 21 – 23 листопада 2017 р., форма участі - заочна);

82-а науково-практична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 7 – 11 травня 2018 р., форма участі - очна);

– 83-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 13 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем» (м. Чернігів, Чернігівський національний технічний університет, Україна, 24 – 26 червня 2019 р., форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 18 жовтня 2019 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція, присвяченої 150-річчю з дня народження Засл. проф. М.С. Бокаріуса «Актуальні питання судової експертизи і криміналістики» (м. Харків, Харківський науково-дослідний інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С.Бокаріуса, Україна, 14 – 19 квітня 2019 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 27 – 29 жовтня 2021 р., форма участі – очна).

Додаток В
Акти впровадження



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ЮСТИЦІЇ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР
«ІНСТИТУТ СУДОВИХ ЕКСПЕРТИЗ ІМ. ЗАСЛ. ПРОФ. М. С. БОКАРІУСА»

61177, вул. Золочівська, 8-а, м. Харків Тел. (057) 372-12-20, тел./факс (057) 372-20-01
 E-mail: hniise@hniise.gov.ua Web: <http://hniise.gov.ua>
 Код згідно з ЄДРПОУ 02883133

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Національного наукового центру
 «Інститут судових експертиз
 ім. Засл. проф. М. С. Бокаріуса»
 доктор юридичних наук, професор,
 Заслужений юрист України
 Ключев Олександр Миколайович

«__» _____ 2021 р.

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень
Фролова Андрія Анатолійовича, аспіранта
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією в складі:

Голова комісії:

Заступник директора
 з експертної роботи ННЦ «ІСЕ»

О.О. Свідерський

Члени комісії:

В.о. завідувача лабораторії
 інженерно-транспортних
 та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ»

П.М. Хоробрих

Завідувач сектору
 лабораторії інженерно-транспортних
 та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ»

В.О. Варлахов

Комісія цим актом підтверджує можливість використання результатів наукових досліджень Фролова А.А., які представлені у дисертаційній роботі здобувача доктора філософії (кандидата технічних наук) за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

Запропонована робота представлена як комплекс теоретичних та практичних досліджень, в якій розглядаються теоретичні аспекти взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, взаємодія шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття та її вплив на динаміку гальмування колісного транспортного засобу, теоретичні дослідження особливостей реалізації зчепних властивостей шин подвійних коліс транспортного засобу, експериментальні дослідження реалізації зчепних властивостей шин подвійних коліс транспортного засобу.

Безпека дорожнього руху в значній мірі залежить від дорожніх умов експлуатації автомобіля та від автомобільних шин встановлених на його колесах, тому від використання розробленого здобувачем удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин подвійних коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття дозволить не тільки більш точно визначити ефективність гальмування транспортного засобу, а й підвищити точність розрахунків при складанні висновку експерта.

Результати дослідження прийняті ННЦ «ІСЕ ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса», а саме лабораторією інженерно-транспортних та дорожньо-технічних досліджень до подальшого використання з метою розробки методики та методичних рекомендацій, які у подальшому можуть бути використані в експертній практиці.

Голова комісії:

Заступник директора

з експертної роботи ННЦ «ІСЕ»

О.О. Свідерський

Члени комісії:

В.о. завідувача лабораторії

інженерно-транспортних

та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ»

П.М. Хоробрих

Завідувач сектору

лабораторії інженерно-транспортних

та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ»

В.О. Варлахов



МІНІСТЕРСТВО ЮСТИЦІЇ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
СУДОВИХ ЕКСПЕРТИЗ (ОНДІСЕ)

вул. Рішельєвська, 8, м. Одеса, 65026, тел. +380487221471, тел./факс +380487225259,
 E-mail: odndise@gmail.com, Код ЄДРПОУ 02883110

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Одеського науково-дослідного
 інституту судових експертиз
 Юрій ЧЕРДИНЦЕВ



2021 р.

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень
Фролова Андрія Анатолійовича, аспіранта
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією в складі:

Голова комісії:
 Заступник директора
 з експертної роботи ОНДІСЕ

О.Ф. Курильова

Члени комісії:
 Завідувач лабораторії автотехнічних
 досліджень ОНДІСЕ

С.О. Попов

Головний судовий експерт лабораторії
 автотехнічних досліджень ОНДІСЕ

Ю.Г. Харченко

Цим актом комісія підтверджує можливість використання результатів досліджень Фролова Андрія Анатолійовича, які є складовою його дисертаційної роботи рівня доктор філософії (кандидат технічних наук) за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

Комісія провела роботу по визначенню рівня використання матеріалів розробки здобувача Фролова А.А. у Одеському науково-дослідному інституті під час проведення судових автотехнічних експертиз та експертних досліджень. Комісія встановила, що матеріали розробки «удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин подвійних коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття» можуть бути прийняті Одеським НДІСЕ, а саме лабораторією автотехнічних досліджень до подальшого використання при складанні висновку експертів судової автотехнічної експертизи або під час проведення експертних досліджень.

Голова комісії:
Заступник директора
з експертної роботи ОНДІСЕ



О.Ф. Курильова

Члени комісії:
Завідувач лабораторії автотехнічних
досліджень ОНДІСЕ



С.О. Попов

Головний судовий експерт лабораторії
автотехнічних досліджень ОНДІСЕ



Ю.Г. Харченко

МВС УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ
ЕКСПЕРТНО-КРИМІНАЛІСТИЧНИЙ ЦЕНТР

вул. Ковтуна, 34, м. Харків, 61036, телефон: (057) 721-15-90, e-mail: expert_center_01@ukr.net, сайт: ndekc.kh.ua,
код згідно з ЄДРПОУ 25574728

ЗАТВЕРДЖУЮ



Т.в.о. директора

Харківського НДЕКЦ МВС

Ігор ДАВИДЕНКО

.2021

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень

Фролова Андрія Анатолійовича, аспіранта

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Комісія Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України склала цей акт про те, що представлені результати дисертаційного дослідження на здобуття наукового ступеня доктора філософії (кандидата технічних наук) за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» здобувача Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Фролова Андрія Анатолійовича на тему: «Удосконалення методу визначення реалізованого зчеплення шин подвійних коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття» мають важливе теоретичне і практичне значення та можуть бути застосовані для подальшого використання при складанні висновку експертів за результатами проведення судових автотехнічних експертиз або експертних досліджень.

Голова комісії:

**Перший заступник директора
Харківського НДЕКЦ МВС**

Сергій ШЕВЦОВ

Члени комісії:

**Завідувач сектору
автотехнічних досліджень
Харківського НДЕКЦ МВС**

Сергій ДАНЕЦЬ

**Старший судовий експерт
сектору автотехнічних досліджень
Харківського НДЕКЦ МВС**

Олег КУЧЕРЯВЕНКО