

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
На правах рукопису

ОМЕЛЬЧЕНКО ВАСИЛЬ ІВАНОВИЧ

УДК 629.017

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ
ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ КОЛІСНОГО
РУШІЯ

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Галузь знань – 27 «Транспорт»

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



В.І. ОМЕЛЬЧЕНКО

Наукові керівники: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,
професор;

Кайдалов Руслан Олегович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2024

АНОТАЦІЯ

Омельченко В.І. Поліпшення енергоефективності транспортних засобів шляхом підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2024р.

В сучасних умовах поліпшення енергоефективності транспортних засобів набуває найважливішого значення. Поліпшення енергоефективності автомобілів передбачає покращення експлуатаційних, в основному динамічних властивостей, при зменшенні витрат енергії двигуна.

При удосконаленні конструкції, з метою підвищення енергоефективності автомобілів, основна увага приділялася підвищенню енергоефективності моторно-трансмісійних установок, гідродинамічним характеристикам, шинам. Конструкції ходової частини взаємовпливу характеристик окремих шин на енергетичні втрати в колісному рушію приділялось значно менше уваги. Цьому сприяло некоректне представлення ходової частини автомобіля як складової частини системи «автомобіль-дорога». Представлення дороги як замикаючої ланки чотирьохланкового механізму дозволяє визначити ККД (коефіцієнт корисної дії) колісного рушію та отримати раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами. У зв'язку з розширенням використання електромобілів задача стає актуальною.

Дисертаційну роботу було виконано у відповідності з Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» №2623 – 14 від 05.12.2012.

Дослідження виконувалося у відповідності до планів науково-дослідницьких робіт (НДР) ХНАДУ та НАНГУ. Дослідження являються складовою частиною звіту за темами №ДЗ/141 – 2022 від 25.12.2022 р. «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного

малогабаритного транспортного засобу подвійного використання № держреєстрації 01224200935». «Шасі – Б» від 25.02.2023 «Наукові основи створення багатовісної та багатоланкової техніки з комбінованою енергоефективною установкою для Національної гвардії України».

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – зменшення витрат енергії двигуна та поліпшення динамічних властивостей транспортних засобів шляхом підвищення ККД колісного рушія за рахунок раціонального вибору розподілом крутних моментів між ведучими колесами різних осей.

Для досягнення поставленої мети, необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля;
- провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушія багатовісних та багатоланкових транспортних засобів та раціонального розподілу крутних моментів між ведучими колесами різних осей;
- провести експериментальне дослідження динамічних показників повнопривідних автомобілів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що в дисертаційній роботі створено динамічну модель колісного рушію одноланкових і багатоланкових транспортних засобів, що дозволило визначити його ККД та напрями підвищення енергоефективності. При цьому вперше:

- визначено, що двовісний повнопривідний автомобіль має більшу величину ККД колісного рушію ніж автомобіль, що має лише одну вісь з ведучими колесами;
- для електромобілів визначено раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами, який визначається положенням центру мас та шини та коефіцієнтами зчеплення з дорогою і опору кочіння коліс;

– отримано динамічну модель ККД колісного рушію при русі транспортного засобу по поверхні, що деформується, визначено вплив кутовою жорсткості та податливості ґрунту на раціональний розподіл крутних моментів;

– отримано раціональний розподіл крутних моментів між колесами тягача та причіпної ланки, що визначається співвідношенням кутових жорсткостей шин коліс тягача та причіпної ланки. Отримала подальший розвиток теорія колісного рушія транспортних засобів у напрямку визначення його ККД і раціонального розподілу крутних моментів між колесами багатовісних та багатоланкових транспортних засобів;

– удосконалено теорію динамічного аналізу автотранспортних засобів за рахунок уточнення моделі колісного рушія і визначення впливу причепних на енергоефективність автопоїздів.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що отримані результати лягли в основу створення методик визначення розподілу крутних моментів між осями багатовісних і багатоланкових транспортних засобів.

НАНГУ використовує теоретичні результати дисертаційної роботи при викладанні навчальних курсів з дисципліни «Основи розрахунку та проектування автомобілів» та «Теорія експлуатації машин».

ХКБМ ім. О.О. Морозова прийняли до використання методики оцінки енергоефективності колісного рушію транспортних засобів і раціонального розподілу крутних моментів між осями.

Науково-виробничим об'єднанням «ПРАКТИКА» прийнято до використання результати дисертаційної роботи при виконанні дослідницько-конструкторських та наукових робіт.

Ключові слова: енергоефективність, транспортний засіб, колісний рушій, коефіцієнт корисної дії, динамічні властивості, крутний момент.

Список публікацій здобувача.

Публікації в наукових фахових виданнях України:

1. Kaidalov R., Omelchenko V, Podryhalo M. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2021. №2 (17). С. 11-16. DOI:10.36910/automash.v2i17.629

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/629/610>

2. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 2022. № 21. С.31-39. DOI:10.30977/АТ.2019-8342.2022.21.08

URL: <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/258933/256645>

3. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2022. № 2 (19). С.174-181. DOI: 10.36910/automash.v2i19.916

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/916/870>

4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ».Серія Автомобіле- та тракторобудування*, 2023. №1. С. 40-46. DOI: 10.20998/2078-6840.2023.1.04 URL: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.04>

5. Подригало М.А., Артёмов М.П., Третьак В.М., Краснокутський В.М., Омельченко В.І. Коефіцієнт корисної дії колісного рушія трактора за руху по ґрунку. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва*, 2023. №1 (115). С.143-150. DOI: <https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-1-15> URL: <https://journal.imaap.org.ua/info/attach.php?id=644>

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав:

1. Podrihalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Rational choice of torques distribution between the front and back electric motors of automobile wheels drive.

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 1277, United Kingdom, 29 September – 1 October, 2023, Vol. 1277. 2023. P. 1-8. DOI: 10.1088/1757-899X/1277/1/012023.

URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1277/1/012023/pdf>

2. Podryhalo M., Kaidalov R., Gritsuk I., Omelchenko V. Rational Choice of Engines of Tractor Vehicle and Active Trailer Link. *Transbaltica XIV: Transportation Science and Technology*. Proceeding of the 14th International Conference TRANSBALTICA, Lithuania, 14-15 September, 2023, P. 143–148.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

1. Omelchenko V. Kaidalov R. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«The driving force of science and trends in its development»*: збірник тез доповідей I Міжнародної науково-теоретичної конференції, 26 січня 2021р., Великобританія : Ковентрі, 2021. – С.24-25.

2. Омельченко В.І., Кайдалов Р.О. Шляхи підвищення логістичних перевезень автомобільними поїздами з активними причепами. *«Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України»*: збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції кафедри оперативного та логістичного забезпечення оперативного факультету Національної академії Національної гвардії України, 9 лютого 2021р., Харків : НА НГУ, 2021. С. 156.

3. Omelchenko V.I. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«Внесок молодих учених в науку майбутнього»*: збірник наукових праць міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції (International Scientific and Practical Internet Conference «Contribution of Young Scientists in the Science of the Future»), 11–12 березня 2021 р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. С.79-80.

4. Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Міжнародний науковий журнал «Грааль науки»*: за матеріалами III Міжнародної науково-практичної конференції «Globalization of scientific

knowledge: international cooperation and integration of sciences», 6 червня 2022р., Відень: Австрія, 2022. С.237-238.

5. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *«Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців»*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції та науково-методичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника, 19-21 жовтня 2022р., Харків: ХНАДУ, 2022. С.96-97.

6. Podrigalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Optimization of the mathematical model of efficiency coefficient of automobile wheel drive. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*: збірник тез доповідей XI міжнародної науково-практичної конференції, 28 жовтня 2022р., Харків: НА НГУ, 2022. С.241-242.

7. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Рациональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми електромоторами приводу коліс автомобіля. *«Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України»*: міжнародна науково-практична конференція присвячена 30-ти річчю кафедри автомобілі та автомобільне господарство, 16-18 травня 2023р., Дніпро: Дніпровський державний технічний університет, 2023. С.28-30.

8. Подригало М.А., Артёмов М.П., Краснокутський В.М. Третьяк В.М., Омельченко В.І. *«AutoTRACK-2023»*: Міжнародна науково-практична конференція, 4-5 жовтня 2023р., Київ: Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2023. С.26-29

9. Подригало М.А. Кайдалов Р.О. Сергієнко О., Омельченко В.І. Рациональний вибір співвідношення потужностей двигунів автомобіля-тягача та активної пичіпної ланки. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*:

збірник тез доповідей XII міжнародної науково-практичної конференції, 27 жовтня 2023р., Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2023. С.260-262.

10. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса, Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*: III Міжнародна науково-технічна конференція, 1-3 червня 2023р., Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2023.

11. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств»*: збірник матеріалів II Всеукраїнського науково-практичного онлайн-семінару, 25 травня 2023р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2023. С.23-25.

ABSTRACT

Omelchenko V.I. Improving the energy efficiency of vehicles by increasing the efficiency of the wheel drive. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 274 "Automotive transport". – Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2024.

In modern conditions, improving the energy efficiency of vehicles is of the utmost importance. Improving the energy efficiency of cars involves improving operational, mainly dynamic properties, while reducing the energy consumption of the engine.

Improving the design, with the aim of increasing the energy efficiency of automobiles, the main attention was paid to increasing the energy efficiency of motor-transmission units, hydrodynamic characteristics and tires. Much less attention was paid to the design of the chassis and the influence of the

characteristics of individual tires on energy losses in the wheel drive. This was facilitated by the incorrect presentation of the automobile chassis as a component of the "automobile-road" system. Representing the road as a closing link of a four-link mechanism allows to determine the efficiency of the wheel drive and obtain a rational distribution of torques between the front and rear wheels. In connection with the expansion of the use of electric cars, the task is becoming urgent.

The dissertation work was carried out in accordance with the Law of Ukraine "On priority areas of development of science and technology" №. 2623 – 14 dated 05.12.2012.

The study was carried out in accordance with the plans of scientific research works (SRW) of the Kharkiv National Automobile and Highway University and the National Academy of the National Guard of Ukraine. The research is a component of the report on topics No. DZ/141 – 2022 dated 12/25/2022 "Development of a prototype of an energy-efficient wheeled compact dual-use vehicle, state registration № 01224200935." "Chassis - B" dated 25.02.2023 "Scientific foundations of the creation of multi-axis and multi-link equipment with a combined energy-efficient installation for the National Guard of Ukraine".

The purpose and tasks of the research. The purpose of the research is to reduce engine energy consumption and improve the dynamic properties of vehicles by increasing the efficiency of the wheel drive due to the rational choice of the distribution of torques between the drive wheels of different axles.

To achieve the set goals, it is necessary to complete the following task:

- to conduct a theoretical study of the efficiency factor of the wheel drive of a two-axle car;
- to conduct a theoretical study of the efficiency factor of the wheel drive of multi-axle and multi-link vehicles and rational distribution of torques between drive wheels of different axes and rational distribution of torques between the drive wheels of different axes;

- conduct an experimental study of the dynamic performance of all-wheel drive cars.

The scientific novelty of the obtained results of the dissertation work is that the dynamic model of the wheel drive of single-link and multi-link vehicles was created in the dissertation work, which made it possible to determine its efficiency and directions for increasing energy efficiency. And for the first time:

- it is determined that a two-axle all-wheel drive car has a greater wheel drive efficiency than an atomic car that has only one axle with steering wheels;
- for electric vehicles, a rational distribution of torques between the front and back wheels is determined, which is determined by the position of the center of mass of the vehicle and the coefficients of traction with the road and rolling resistance of the wheels;
- a dynamic model of the efficiency of the wheel drive when the vehicle moves on a deforming surface was obtained, the influence of the angular stiffness and compliance of the soil on the rational distribution of torques was determined;
- a rational distribution of torques between the wheels of the tractor and the towing link is obtained, which is determined by the ratio of the angular stiffnesses of the tires of the wheels of the tractor and the towing link. The theory of the wheel drive of vehicles received further development in the direction of determining its efficiency and rational distribution of torques between the wheels of multi-axle and multi-link vehicles;
- the theory of dynamic analysis of motor vehicles has been improved by refining the model of the wheel drive and determining the influence of trailers on the energy efficiency of road trains.

The practical significance of the obtained results lies in the fact that the obtained results formed the basis for the creation of methods for determining the distribution of torques between the axles of multi-axle and multi-link vehicles.

The National Academy of the National Guard of Ukraine uses the theoretical results of the dissertation work when teaching educational

courses in the disciplines "Fundamentals of automobile calculation and design" and "Theory of machine operation".

O. O. Morozov Kharkiv Machine Building Design Bureau adopted the method of assessing the energy efficiency of the wheel drive of vehicles and the rational distribution of torques between the axles.

The scientific and industrial association "PRAKTYKA" has accepted the results of the dissertation for use in the performance of research and development and scientific works.

Key words: energy efficiency, vehicle, wheel drive, efficiency, dynamic properties, torque.

List of publications of the acquirer.

Publications in scientific and professional journals of Ukraine:

1. Kaidalov R., Omelchenko V, Podryhalo M. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *Modern technologies in mechanical engineering and transport*, 2021. №2 (17). P. 11-16. DOI:10.36910/automash.v2i17.629

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/629/610>

2. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Omelchenko V.I. Estimation of the efficiency of the car's wheel drive. *Car and electronics. Modern technology*, 2022. № 21. P.31-39. DOI:10.30977/AT.2019-8342.2022.21.08

URL: <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/258933/256645>

3. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Omelchenko V.I. Analysis of the influence of the distribution of torques between the axles on the energy efficiency of a two-axle automobile. *Modern technologies in mechanical engineering and transport*, 2022. № 2 (19). P.174-181. DOI: 10.36910/automash.v2i19.916

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/916/870>

4. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Aloksa M.M., Omelchenko V.I. Analysis of energy efficiency indicators of multi-axle automobiles and multi-link road trains. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series of automobile and tractor construction*, 2023. №1. P. 40-46. DOI: 10.20998/2078-6840.2023.1.04 URL: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.04>

5. Podrygalo M.A., Artomov M.P., Tretiak V.M., Krasnokutskyi V.M., Omelchenko V.I. Coefficient of useful action of the tractor's wheel drive when moving on the ground. *Mechanics and automation of agricultural production*, 2023. №1 (115). P.143-150. DOI: <https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-1-15> URL: <https://journal.imaap.org.ua/info/attach.php?id=644>

Publications in scientific journals of foreign countries:

1. Podrihalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Rational choice of torques distribution between the front and back electric motors of automobile wheels drive. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1277, United Kingdom, 29 September – 1 October, 2023, Vol. 1277. 2023. P. 1-8. DOI: 10.1088/1757-899X/1277/1/012023.

URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1277/1/012023/pdf>

2. Podryhalo M., Kaidalov R., Gritsuk I., Omelchenko V. Rational Choice of Engines of Tractor Vehicle and Active Trailer Link. *Transbaltica XIV: Transportation Science and Technology*. Proceeding of the 14th International Conference TRANSBALTICA, Lithuania, 14-15 September, 2023, P. 143–148.

Publications of approbation character:

1. Omelchenko V. Kaidalov R. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«The driving force of science and trends in its development»*: collection of abstracts of reports of the 1st International Scientific and Theoretical Conference, January, 26, 2021, Britain : Coventry, 2021. – P.24-25.

2. Omelchenko V.I., Kaidalov R.O. Ways to increase logistics transportation by road trains with active trailers. *"Problems of operational and logistical support of the components of the security and defense sector of Ukraine"*: collection of abstracts of reports of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of the

Department of Operational and Logistic Support of the Operational Faculty of the National Academy of the National Guard of Ukraine, February 9, 2021, Kharkiv : NA NGU, 2021. P. 156.

3. Omelchenko V.I. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *"Contribution of young scientists to the science of the future"*: collection of scientific works of the international scientific and practical Internet conference (International Scientific and Practical Internet Conference «Contribution of Young Scientists in the Science of the Future»), March,11-12, 2021, Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Road University, 2021. P.79-80.

4. Omelchenko V.I. Estimation of the efficiency of the car's wheel drive. International scientific journal *"The Grail of Science"*: based on the materials of the III International Scientific and Practical Conference «Globalization of scientific knowledge: international cooperation and integration of sciences», June,6, 2022: Vienna, 2022. P.237-238.

5. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Omelchenko V.I. Analysis of the influence of the distribution of torques between the axles on the energy efficiency of a two-axle automobile. *"Modern technologies in automobile construction, transport and training of specialists"*: scientific works of the International scientific and practical conference and scientific and methodical conference for the Day of motorists and road workers, October,19-21, 2022, Kharkiv: KhNADU, 2022. P.96-97.

6. Podrigalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Optimization of the mathematical model of efficiency coefficient of automobile wheel drive. *"Important issues of ensuring the service and combat activity of military formations and law enforcement agencies"*: a collection of abstracts of reports of the XI international scientific and practical conference, October, 28, 2022, Kharkiv: NA NGU, 2022. P.241-242.

7. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Omelchenko V.I. Rational choice of distribution of torques between the front and rear electric motors of the car wheel drive. *"Innovative aspects of the development of road transport of Ukraine"*: an

international scientific and practical conference dedicated to the 30th anniversary of the Department of Automobiles and Automobile Industry, May,16-18, 2023, Dnipro: Dnipro State Technical University, 2023. P.28-30.

8. Podrygalo M.A., Artomov M.P., Tretiak V.M., Krasnokutskyi V.M., Omelchenko V.I. «*AutoTRACK-2023*»: International scientific and practical conference, October, 4-5, 2023, Kyiv: National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine, 2023. P.26-29

9. Pogrygalo M.A. Kaidalov R.O. Sergienko O., Omelchenko V.I. A rational choice of the power ratio of the engines of the towing vehicle and the active contact link. *"Actual issues of ensuring the service and combat activity of military formations and law enforcement agencies"*: a collection of abstracts of reports of the 12th international scientific and practical conference, October, 27, 2023, Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine, 2023. P.260-262.

10. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Aloksa M.M., Omelchenko V.I. Analysis of energy efficiency indicators of multi-axle cars and multi-link road trains. *"Perspectives for the development of mechanical engineering and transport"*: III International Scientific and Technical Conference, June,1-3, 2023, Vinnytsia: Vinnytsia National Technical University, 2023.

11. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Aloksa M.M., Omelchenko V.I. Analysis of energy efficiency indicators of multi-axle automobiles and multi-link road trains. *"Improving the quality of products of machine-building and repair enterprises"*: collection of materials of the II All-Ukrainian scientific and practical online seminar, May, 25, 2023, Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Road University, 2023. P.23-25.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВІДОМИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ КОЛІСНОГО РУШІЯ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	23
1.1 Енергетична ефективність транспортних засобів та показники для її оцінки.....	23
1.2 Пневматична шина як основний елемент взаємодії автомобіля з опорною поверхнею.....	28
1.3 Аналіз енергетичних втрат в шинах за результатами відомих досліджень.....	30
1.4 Аналіз конструкцій багатоланкових дорожніх транспортних засобів.....	32
1.5 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження.....	41
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ КОЛІСНОГО РУШІЯ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ.....	43
2.1 Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля.....	43
2.1.1. Оптимізація математичної моделі ККД ведучого колеса автомобіля.....	43
2.1.2 Математична модель коефіцієнта втрат веденого колеса автомобіля.....	49
2.1.3 Математична модель ККД колісного рушію автомобіля....	53
2.2 Коефіцієнт корисної дії колісного рушія при русі колісної машини поверхнею, що деформується.....	56
2.3 Раціональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.....	62

2.4 Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергоефективність двовісного автомобіля.....	73
2.5 Висновки за розділом 2.....	83
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ КОЛІСНОГО РУШІЯ БАГАТОВІСНИХ ТА БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	85
3.1 Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів	85
3.2 Раціональний вибір співвідношення потужностей двигунів автомобіля-тягача та активної причіпної ланки.....	89
3.3 Висновки за розділом 3.....	96
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ.....	98
4.1 Програма-методика експериментальних досліджень.....	98
4.2 Результати обробки експериментальних даних.....	107
4.3 Висновки за розділом 4	110
ВИСНОВКИ	112
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	115
ДОДАТКИ	
ДОДАТОК А. Акти впровадження результатів роботи	129
ДОДАТОК В. Список публікацій за темою дисертації	135

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. В сучасних умовах поліпшення енергоефективності транспортних засобів набуває найважливішого значення. Поліпшення енергоефективності автомобілів передбачає покращення експлуатаційних, в основному динамічних властивостей, при зменшенні витрат енергії двигуна.

При удосконаленні конструкції, з метою підвищення енергоефективності автомобілів, основна увага приділялася підвищенню енергоефективності моторно-трансмісійних установок, аеродинамічним характеристикам, шинам. Конструкції ходової частини взаємовпливу характеристик окремих шин на енергетичні втрати в колісному русію приділялось значно менше уваги. Цьому сприяло некоректне представлення ходової частини автомобіля як складової частини системи «автомобіль-дорога». Представлення дороги як замикаючої ланки чотирьохланкового механізму дозволяє визначити ККД колісного русію та отримати раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами. Тому завдання покращення енергоефективності колісних машин у тому числі з причіпними ланками з різною колісною формулою через підвищення коефіцієнта корисної дії колісного русію є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалась у відповідності з Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» №2623 – 14 від 05.12.2012.

Дослідження виконувалося у відповідності до планів науково-дослідницьких робіт (НДР) ХНАДУ та НАНГУ. Дослідження являються складовою частиною звіту за темами №ДЗ/141 – 2022 від 25.12.2022 р. «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання № держреєстрації 01224200935». «Шасі – Б» від 25.02.2023 «Наукові основи

створення багатовісної та багатоланкової техніки з комбінованою енергоефективною установкою для Національної гвардії України»

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – зменшення витрат енергії двигуна та поліпшення динамічних властивостей транспортних засобів шляхом підвищення ККД колісного рушія за рахунок раціонального вибору розподілу крутних моментів між ведучими колесами різних осей.

Для досягнення поставленої мети, необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля;
- провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушія багатовісних та багатоланкових транспортних засобів та раціонального розподілу крутних моментів між ведучими колесами різних осей;
- провести експериментальне дослідження динамічних показників повнопривідних автомобілів.

Об'єктом дослідження є динаміка колісних транспортних засобів.

Предметом дослідження є підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія та процес розподілу крутних моментів між колесами різних осей.

Методи досліджень. Для вирішення завдань, що поставлено, використовувалися наступні методи дослідження:

- в теоретичній частині використовувалися чисельні методи теоретичної механіки та метод оптимізації параметрів математичної моделі;
- в експериментальній частині – метод парціальних прискорень та електричні методи вимірювань механічних величин.

Використання методів, що наведено, у ході вирішення наукових завдань дозволило отримати низку нових результатів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що в дисертаційній роботі створено динамічну модель колісного рушію

одноланкових і багатоланкових транспортних засобів, що дозволило визначити його ККД та напрями підвищення енергоефективності. При цьому *вперше*:

- визначено, що двовісний повнопривідний автомобіль має більшу величину ККД колісного рушію ніж автомобіль, що має лише одну вісь з ведучими колесами;
- для електромобілів визначено раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами, який визначається положенням центру мас та шини та коефіцієнтами зчеплення з дорогою і опору кочіння коліс;
- отримано динамічну модель ККД колісного рушію при русі транспортного засобу поверхнею, що деформується, визначено вплив кутової жорсткості та податливості ґрунту на раціональний розподіл крутних моментів.

Удосконалено теорію динамічного аналізу автотransпортних засобів за рахунок уточнення моделі колісного рушія і визначення впливу причіпних ланок на енергоефективність автопоїздів.

Отримала подальший розвиток теорія колісного рушія транспортних засобів у напрямку визначення його ККД і раціонального розподілу крутних моментів між колесами тягача та причіпної ланки багатовісних та багатоланкових транспортних засобів в напрямку врахування співвідношення кутових жорсткостей шин коліс тягача та причіпної ланки.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що отримані результати лягли в основу створення методик визначення розподілу крутних моментів між осями багатовісних і багатоланкових транспортних засобів.

НАНГУ використовує теоретичні результати дисертаційної роботи при викладанні навчальних курсів з дисциплін «Основи розрахунку та проектування автомобілів» та «Теорія експлуатації маниш».

ХКБМ ім. О.О. Морозова прийняли до використання методики оцінки енергоефективності колісного рушію транспортних засобів і раціонального розподілу крутних моментів між осями.

Науково-виробничим об'єднанням «ПРАКТИКА» прийнято до використання результати дисертаційної роботи при виконанні дослідницько-конструкторських та наукових робіт.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати дисертаційної роботи отримані здобувачем особисто. У спільних наукових публікаціях за темою роботи здобувачу належать наступні положення:

- провів аналіз існуючих конструкцій автопоїздів з активними причіпними ланками;
- визначив вплив розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля;
- отримав показники енергоефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів;
- отримав співвідношення раціонального вибору потужностей двигунів автомобіля-тягача та активної причіпної ланки;
- оптимізував математичну модель ведучого колеса автомобіля;
- отримав математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля.

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати досліджень, які викладені у дисертації були обговорені і схвалені на науково-практичних конференціях різного рівня: I International Scientific and Theoretical Conference “The driving force of science and trends in its development” January 26, 2021, Coventry, United Kingdom; Всеукраїнській науково-практичній конференції кафедри оперативного та логістичного забезпечення оперативного факультету Національної академії Національної гвардії України 9 лютого 2021р., Харків, Національна академія Національної гвардії України; III Міжнародній науково-практичній конференції “Globalization of scientific knowledge: international cooperation and integration of sciences” 6 червня 2022р.,

Вінниця, Відень; Міжнародній науково-практичній конференції та науково-методичній конференції до Дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 19-21 жовтня 2022р., Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет; XI Міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів» 28 жовтня 2022р., Харків, Національна академія Національної гвардії України; Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України» присвячена 30-ти річчю кафедри автомобілі та автомобільне господарство 16-18 травня 2023р., Кам'янське; II Всеукраїнському науково-практичному онлайн-семінарі «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств» 25 травня 2023р., Харків, Харківський національний технічний університет; III Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» 1-3 червня 2023р., Вінниця, Вінницький національний технічний університет; Міжнародній науково-практичній конференції «AutoTRACK-2023» 4-5 жовтня 2023р., Київ, Національний університет біоресурсів і природокористування України, XII Міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів», 27 жовтня 2023р.

Обґрунтованість та достовірність результатів роботи, наведених у дисертації забезпечуються:

- коректним використанням сучасних методів теоретичного та експериментальних досліджень;
- узгодженість та кореляцією одержаних результатів з результатами теоретичних досліджень та результатами, що отримано іншими авторами.

Сукупність отриманих у дисертації наукових результатів, позитивна оцінка їх достовірності, наукової та практичної цінності дозволяють вважати мету, що поставлено, досягнутою.

Публікації. Основні наукові результати досліджень за темою дисертації у 5 наукових статтях, у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, у 2 наукових статтях у виданнях, що зареєстровано у науково-метричній базі Web of Science, у 11 тезах доповідей на конференціях.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з анотації, змісту, вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 139 сторінок, 21 рисунок, 11 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ КОЛІСНОГО РУШІЯ НА
ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ1.1 Енергетична ефективність транспортних засобів та показники для її
оцінки

Ефективність будь-якого автомобіля визначається його тягово-швидкісними якостями та паливною економічністю. Енергетична ефективність автомобіля визначається ступенем його аеродинамічності, який є предметом основної уваги при проектуванні форми його кузова.

Сила аеродинамічного опору та частина потужності двигуна, що витрачається на її подолання, залежить від коефіцієнта лобового опору та площі лобового перерізу (міделя) автомобіля. Довжина кузова автомобіля в цьому випадку в розрахунку не враховується, це дозволяє підвищити продуктивність та знизити собівартість перевезень за рахунок застосування довгобазних та багатовісних автомобілів, а також автомобільних поїздів.

Розглянемо різноманіття критеріїв енергетичної ефективності автомобілів та показана перевага багатовісних автомобілів та автопоїздів. В якості показника тягових якостей автомобіля використовується [19] питома потужність автомобіля, яка представляє собою співвідношення максимальної ефективності потужності двигуна N_{emax} до маси автомобіля m_a

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{emax}}{m_a} . \quad (1.1)$$

Вказаний показник залежить від виду та класа транспортних засобів, а також від умов експлуатації. Знаходиться в межах $N_{\text{пит}} = 15\text{--}50$ кВт [19].

В роботі [19] запропонований показник – співвідношення спорядженої маси транспортного засобу до потужності двигуна. Чим менше відношення

маси до потужності, тим більше величина прискорення (при розгоні автомобіля).

Важливим показником, що визначають тягові властивості автомобіля, є питома сила тяги (динамічний фактор) ДІ питома потужність $N_{\text{пит}}$. Як вважає професор, Бухарін М.О., автомобіль з високою питомою тягою при достатньому зчепленні коліс з дорогою буде успішно долати складні ділянки шляху. Однак, якщо питома потужність мала, не може бути досягнута необхідна швидкість руху. Висока питома швидкість автомобіля забезпечує значні прискорення при розгоні та високу швидкість руху як одиничного автомобіля, так і автопоїзда на дорогах з високим коефіцієнтом сумарного дорожнього опору.

Менше значення питомої потужності відповідає мікролітражним автомобілям з помірними максимальними швидкостями. У легкових автомобілів високих класів виробництва США та гоночних автомобілів питома потужність $N_{\text{пит}}$ досягає величин 150–200 кВт/т та більше.

Як видно з наведених даних, величина $N_{\text{пит}}$ залежить від виду, класу транспортного засобу, а також від умов експлуатації та тому не дає конкретної інформації про тягово-швидкісні якостях автомобіля.

У роботах [20, 21] введено поняття коефіцієнта використання граничної потужності двигуна, встановленого на автомобілі, до граничної потужності, яку можна реалізувати на автомобілі, що розглядається

$$H = N_{e\text{max}} / N_{\text{гран}} \cdot \quad (1.2)$$

Гранична потужність, яку можна реалізувати на автомобілі, що розглядається може бути визначена як [20, 21]

$$N_{\text{гран}} = \frac{x \cdot (1 - S_x + K_{\text{зч1}} \varphi)}{\eta_{\text{тр}} (1 - S_x)^2} \sqrt{\frac{K_{\text{зч1}} \cdot \varphi \cdot m_a^3 \cdot g^3}{k_v \cdot F}} \cdot \quad (1.3)$$

де S_x – повздовжнє відносне буксування ведучих коліс;

$K_{зч1}$ – коефіцієнт використання зчпної ваги автомобіля обумовлений наявністю неведучих коліс; для повнопривідного автомобіля $K_{зч1}=1,0$;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії;

F – площа лобового перерізу (міделя) автомобіля;

k_v – коефіцієнт аеродинамічного опору;

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з поверхнею дороги.

Коефіцієнт використання граничної потужності [21]

$$H = \frac{N_{e\max} \cdot \eta_{тр} (1 - S_x)^2}{x(1 - S_x) + \phi} \sqrt{\frac{k_v \cdot F}{\phi \cdot m_a^3 \cdot g^3}}. \quad (1.4)$$

В таблиці 1.1 представлені результати розрахунку параметра H , виконаного в роботі [20] для ряду моделей легкових автомобілів. Аналіз значень H , наведений в таблиці, показав, що вони змінюються у відносно широких межах.

Таблиця 1.1 – Визначення параметра H для ряду моделей легкових автомобілів [21]

Модель автомобіля	Повна маса, кг	Максимальна потужність двигуна, кВт	Параметр $k_v \cdot F$, $H \cdot c^2 / m^2$	$\eta_{тр}$	$N_{гран}$, кВт	H
ЗАЗ-968	1080	32	0,491	0,88	827,5	0,039
ВАЗ-2101	1345	44	0,443	0,90	1185	0,037
М-408	1330	36,75	0,436	0,90	1173,7	0,031
М-412	1340	55	0,436	0,90	1187,5	0,046
ГАЗ-21	1875	55	0,409	0,92	1985	0,028
ГАЗ-24	1825	72	0,445	0,92	1828,7	0,039
ГАЗ-13	2625	143	0,581	0,92	2760	0,052
ЗІЛ-111Г	3130	147	0,604	0,92	3525	0,042
ЗІЛ-114	3610	220	1,047	0,92	3315	0,066
ВАЗ-2112	1050	66,7	0,419	0,90	1133,7	0,059
HondaS200	1535	177	0,519	0,90	1686	0,105
VolvoV70T	2100	132	0,504	0,90	2352,5	0,056

В роботах [22, 23] запропонований показник енергетичної ефективності автомобіля

$$E_w = \frac{m_{\text{повн}} \cdot V_{\text{max}}^2}{2N_{\text{емах}}} \quad (1.5)$$

де $m_{\text{повн}}$ – повна маса автомобіля;

V_{max} – максимальна швидкість автомобіля.

Показник E_w дозволяє в комплексі оцінювати вплив параметрів $m_{\text{повн}}$, V_{max} та $N_{\text{емах}}$ на енергетичну ефективність автомобіля. Він показує яка частина кінетичної енергії поступального руху автомобіля при повній масі та максимальній швидкості випадає на одиницю ефективної потужності двигуна. В таблиці 1.2 наведені отримані в роботі [21] значення E_w для легкових автомобілів різноманітних класів, випущених в різні роки. Аналогічні результати, отримані в роботі [23] представлені в таблиці 1.3. Аналіз вказаних результатів розрахунків показує, що показники енергетичної ефективності 9-ти розглянутих моделей знаходиться в межах від $16,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}}$ до $29,383 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}}$.

Слід відмітити, що сучасні автомобілі провідних зарубіжних фірм мають найбільш високі показники енергетичної ефективності ($E_w=22-29 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}}$). Наведені для порівняння в таблиці 1.2 показники питомої потужності $N_{\text{пит}}$ для розглянутих моделей автомобілів змінюються в більш широких межах ($N_{\text{пит}} = 27,63-115,37 \text{ кВт/т}$). Таким чином запропонований в роботах [22, 23] показник енергетичної ефективності більш точно зв'язує між собою повну масу m , максимальну швидкість руху V_{max} та максимальну енергетичну потужність двигуна $N_{\text{емах}}$.

Однак у відомих дослідженнях при оцінці енергетичної ефективності не враховано вплив аеродинамічних показників автомобілів, що особливо

важливо знати при проектуванні та експлуатації багатовісних автомобілів та автопоїздів.

Таблиця 1.2 – Вплив рівня енергетичної навантаженості 6-ти моделей легкових автомобілів [22]

№ п.п	Модель автомобіля	Рік випуску	Максимальна швидкість, м/с	Максимальна потужність двигуна, кВт	Повна маса, кг	Максимальна кінетична енергія автомобіля ($W_{кін}max$, кДж)	$\eta_{тр}$	E_w , кДж/кВт	$N_{пит}$, кВт/т
1	М-408	1964	33,33	36,75	1330	738,89	0,90	20,00	27,63
2	ВАЗ-2112	2004	47,22	66,7	1500	1672,30	0,92	25,00	44,77
3	ГАЗ-24	1968	40,28	72	1825	1480,51	0,92	20,41	39,45
4	ЗІЛ-114	1967	52,77	220	3610	5026,33	0,90	22,73	60,94
5	Honda S2000	1999	66,67	177	1535	3411,45	0,90	19,23	115,37
6	Volvo VT0T5	2004	58,33	132	2100	3572,51	0,90	27,03	62,86

Таблиця 1.3 – Показники енергетичної ефективності 9-ти випробуваних моделей легкових автомобілів [23]

№ з/п	Модель автомобіля	$N'_{e max}$, кВт	$V'_{a max}$, км/год	m_n , кг	$W_{кін}$, кДж	E'_w , кДж/кВт
1	Daewoo Lanos	63,000	172	1595	1814,864	28,807
2	Toyota Corolla E 110	80,882	195	1625	2376,562	29,383
3	ВАЗ-2110	69,118	185	1525	2007,4279	29,043
4	ВАЗ-2115	58,823	165	1450	1518,3173	25,812
5	ВАЗ-2121	53,700	132	1550	1038,738	19,343
6	ЗАЗ-1103	43,000	147	1190	989,027	23,000
7	ВАЗ-2111	66,176	175	1530	1802,163	27,233
8	ВАЗ-2170	72,059	183	1578	2032,525	28,206
9	ВАЗ-2107	71,000	145	1430	1156,375	16,287

Таким чином, використання показника ефективності автомобіля E_w (див. вираз (1.5) та таблицю 1.2 та таблицю 1.3) дозволяє більш об'єктивно проводити порівняння між собою транспортних засобів слід відмітити, що в роботі [24] запропоновано вважати опір кочінню як внутрішні втрати енергії

в трансмісії і тому опір повітря є однією зовнішньою силою, на яку витрачається потужність двигуна.

Питання підвищення енергоефективності автотранспортних засобів організаційними і конструктивними методами присвячено роботи [25-42]. Методам оцінки підвищення енергоефективності транспортних засобів присвячені наукові дослідження [43-71].

1.2 Пневматична шина як основний елемент взаємодії автомобіля з опорною поверхнею

Важливим елементом шасі автомобіля є колесо, яке приймає крутний момент створюваний двигуном й забезпечує рух автомобіля за рахунок сил зчеплення з дорогою. Крім того, воно сприймає ударні навантаження нерівностей поверхні забезпечує керованість, стійкість, розгін та гальмування автомобіля. Автомобільне колесо складається з диска з ободом та шини, яка буває камерною або безкамерною (покришка). Шина містить корд – силовий каркас, який виконано з декількох шарів прогумованої тканини армованої нитками з нейлону, металевого дроту або бавовни. За рахунок своєї жорсткості корд сприймає силову реакцію поверхні дорожнього покриття зовні, а з середини – тиск повітря. Крім каркаса покришка складається з боковин, бортів та товстого шару гуми з нанесеним рисунком – протектором, який безпосередньо контактує з поверхнею (рис. 1.1) [19].

За напрямом розташування армувальних ниток корду шини поділяються на радіальні та діагональні. Нитки корду, у радіальних шинах, розташовані під прямим кутом до боковин, що забезпечує їй гнучкість в аксіальному напрямку й хороше поглинання нерівностей. В той же час деформація боковин в радіальному напрямі веде до погіршення керованості автомобіля. Для зниження бічних деформацій шини застосовують брекер, кий виготовлений з декількох шарів корду з

укладеними діагонально армувальними нитками [19].

Окрім параметрів важливою експлуатаційною характеристикою є здатність витримувати повну споряджену масу автомобіля, а також вантажів. Для класифікації шин за допустимим навантаженням вводять поняття індексу навантаження. Індекс навантаження позначається одно-, дво- або тризначним числом та лімітується граничним навантаженням в кілограмах, яке здатна витримати одна шина автомобіля.

Для обмеження швидкості з точки зору безпечної експлуатації автомобіля шини маркують індексом швидкості. Він позначається великою латинською літерою і вказує граничну величину швидкості в кілометрах на годину, що здатна витримати шина.

Відповідно до міжнародних стандартів, на боковині шини міститься чотиризначне число, яке вказує точну дату її виготовлення. Даний символ, ще називають DOT-кодом, у якому перші дві цифри вказують на порядковий номер тижня в році, а дві останні цифри – рік виготовлення. За DOT-кодом «3815» можна зробити висновок, що шина була виготовлена 38-го тижня 2015 року.

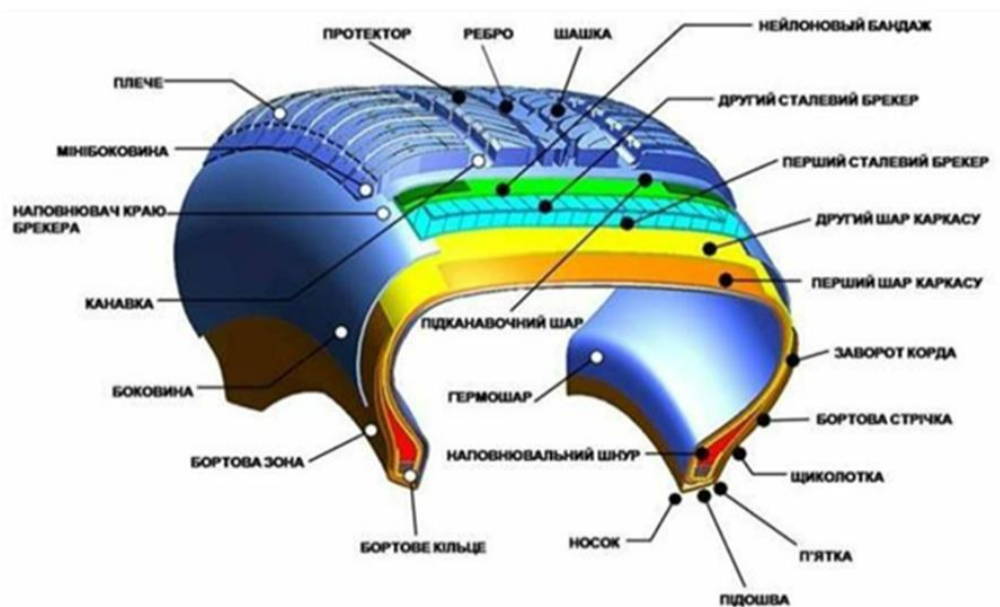


Рисунок 1.1 – Конструкція радіальної пневматичної шини

Шини з'являються найбільш напруженими елементами, через які від дороги на автомобіль передаються навантаження, тому витрати енергії у шинах здійснюють суттєвий вплив на енергоефективність транспортних засобів. Однак у відомій літературі приділено недостатньо уваги втратам енергії у колісному рушію [72-75].

1.3 Аналіз енергетичних втрат в шинах за результатами відомих досліджень

Енергетична ефективність автомобіля серед багатьох факторів визначається і коефіцієнтом корисної дії колісного рушія. Не дивлячись на значну кількість наукових досліджень, присвячених проблемі підвищення ККД коліс автомобіля, залишається цілий ряд проблематичних питань.

Однією з причин виникнення вказаних питань є традиційний підхід до динаміки деформованого з позицій механіки твердого тіла, що не дозволяє враховувати вплив на ККД колісного рушія податливості деформованої шини [22, 23]. В цій статті розглянутий підхід до оцінки ККД колісного рушія з позиції теорії пружності і показано, що зі збільшенням крутного моменту відбувається збільшення вказаного показника.

Динаміці та енергетиці колеса автомобіля присвячено значну кількість наукових досліджень [20-24, 72-82]. Класична теорія автомобіля визначила основні положення динаміки руху колеса. Зокрема запропоновано [83] використовувати для розрахунку статичного, кінематичного і динамічного деформованого колеса чотири радіуса: вільний r_0 ; статичний $r_{ст}$; кінематичний r_k і динамічний r_d радіуси колеса. Вказані радіуси є розрахунковими та визначаються співвідношеннями

$$r_{ст} = r_0 - \frac{P_z}{C_{рад}}; \quad (1.6)$$

$$r_k = V_0 / \omega_k; \quad (1.7)$$

$$r_d = M_k / P_k, \quad (1.8)$$

де P_z – нормальне навантаження на колесо (шину);

$C_{\text{рад}}$ – радіальна жорсткість шини;

V_0 – лінійна швидкість осі колеса;

ω_k – кутова швидкість колеса;

P_k – тягова сила, прикладена на вісі колеса [83];

M_k – крутний момент, підведений до колеса від джерела енергії.

Радіуси $r_{\text{ст}}$ та r_d дорівнюють відстаням від опорної поверхні до осі колеса, відповідно при нерухомому та що коливається колесі. Відомо, що $r_d > r_{\text{ст}}$. Всі вказані радіуси ($r_{\text{ст}}$; r_k ; r_d) є зручними розрахунковими параметрами, які полегшують визначення взаємозв'язків між статистичними, кінематичними та динамічними параметрами колеса. Тим не менш, з'являються публікації [84, 85], в яких автори намагається визначати який із зазначених радіусів є найбільш важливим і точним.

Оригінальним дослідженням є робота І.О. Бережного, в якому автор зміг показати взаємозв'язок між силовими та кінематичними параметрами колеса за допомогою функції навантаження в контакт з опорною поверхнею. Робота колеса автомобіля в тормозному і тяговому режимах дослідження в роботі [21]. Взаємозв'язок між показниками зчіпних зв'язків пневматичної шини та її пружними характеристиками показана в дослідженні [74].

Цікаві результати названі авторами роботи [74] «Парадоксом Петрушова». Там, для випадку рівномірного прямолінійного руху колеса були отримані рівняння силового і енергетичного балансу колеса. Принцип виникнення «Парадокса Петрушова» є нехтуванням кругової деформації шини обумовлений прикладенням до колеса крутного моменту.

Пояснення вказаного парадокса проведено в роботі [74]. Отримано аналітичний вираз для визначення миттєвого ККД колеса, який має вид:

$$\eta_k^{\text{MIT}} = \eta_{f_k}^{\text{MIT}} \cdot \frac{r_k}{r_d} = \eta_{f_k}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} =$$

$$= \left(1 - \frac{M_{f_k}}{M_k}\right) \cdot \left[1 - \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{f_k}}{M_k}\right)\right], \quad (1.9)$$

де $\eta_{f_k}^{\text{MIT}}$ – миттєвий силовий ККД колеса; M_{f_k} – момент опору кочення колеса

Аналіз виразу (1.9) показує, що збільшення відношення M_{f_k} / M_k , з одного боку, підвищує $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$, а з іншого – зменшує $\eta_{f_k}^{\text{MIT}}$. Очевидно, що існує деяке значення відношення $\left(\frac{M_{f_k}}{M_k}\right)_{\text{opt}}$, при якому забезпечується отримання оптимального значення f_k^{MIT} . Крім того, потрібен розгляд питання забезпечення максимального значення ККД колісного рушія автомобіля.

1.4 Аналіз конструкцій багатоланкових дорожніх транспортних засобів

Автомобільний транспорт є одним з основних видів транспорту, який використовується для виконання завдань з логістичних перевезень як військовими формуваннями, так і цивільними організаціями. Здебільшого для автомобільних перевезень залучаються як одиночні вантажні автомобілі так і автомобільні поїзди.

У сучасному автомобілебудуванні активно розвивається напрямок, пов'язаний із застосуванням багатовісних великовантажних автопоїздів та зчленованих самохідних платформ. Широке поширення і подальше вдосконалення зазначених транспортних засобів (ТЗ) обумовлено низкою об'єктивних чинників: потребою в перевезеннях важких великогабаритних вантажів з виключенням процесів роздільного перевезення і подальшого збирання складових частин; необхідністю підвищення вантажопідйомності при одночасному забезпеченні високої прохідності при русі по ґрунтових

дорогах і поза дорогами; необхідністю забезпечення малих тисків на опорну поверхню з метою зменшення руйнівного впливу на ґрунт та ін. [19].

Великі перспективи має використання автопоїздів в промислових і сільськогосподарських районах з розвиненою мережею доріг. Але особливої актуальності набуває необхідність використання автопоїздів в широкому діапазоні дорожніх умов експлуатації, а саме, в умовах бездоріжжя, що характерно для військової колісної техніки. Однак існуючі конструкції приводу ведучих коліс автопоїздів не у повній мірі забезпечують високі показники прохідності та динамічності, що важливо з точки зору забезпечення їх живучості при військовій експлуатації [19].

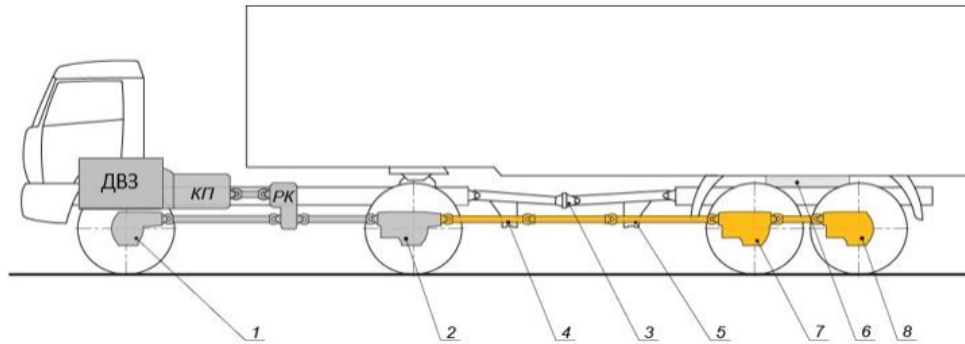
Аналіз [20-23] показав, що опорно-зчіпні властивості автопоїздів значно нижчі, ніж одиночних автомобілів. Для підвищення тягово-динамічних властивостей автопоїздів відомі різні конструктивні рішення. Прагнення до підвищення прохідності автопоїздів призвело до створення так званих активних автопоїздів. Автопоїзда з приводом на колеса причепа або напівпричепа отримали назву активних причіпних ланок. Їх основна відмінність полягає в розподілі потужності двигуна не тільки на колеса тягача, а й на колеса причіпних ланок [24]. Для підвищення прохідності автопоїздів (особливо великої вантажопідйомності) застосовують привід коліс причепів і напівпричепів [23].

Таким чином, активізація коліс причепа (напівпричепа) не тільки дозволяє поліпшити прохідність та динамічність автопоїзда в порівнянні з одиночним автомобілем, але навіть перевершити їх й при цьому забезпечити транспортування вантажу більшої маси. У роботах [20-23] наведено класифікацію автопоїздів, їх компоновочні схеми, та конструктивні особливості, що характерні для пасивних причіпних ланок. Але не розглянуті питання конструкції автопоїздів з активними причіпними ланками та особливості передачі крутного моменту до ведучих коліс причепа (напівпричепа).

Привід активних причіпних ланок може бути постійної та періодичної дії. Приводи постійної дії мають відносно мале поширення і застосовуються головним чином на великовантажних багатоланкових автопоїздах. На двухзвенних автопоїздах зазвичай використовуються приводи періодичної дії (бустерного типу). За типом трансмісії системи приводу активних осей причіпних ланок поділяють на механічні, гідрооб'ємні і електричні [24]. Особливості конструкції, переваги та недоліки цих активних ланок автопоїздів різних типів передачі енергії потребують дослідження.

Досвід створення активних поїздів свідчить про те, що у вітчизняній практиці вони розробляються здебільшого з напівпричепами, а закордонні фахівці надають перевагу причепам. Але можливі дві конструктивні схеми механічного приводу коліс причепа (напівпричепа) автопоїзда: з передачею крутного моменту звичайною карданною передачею і через шворінь сидельно-зчіпного пристрою. Істотним недоліком першої схеми є обмеження кута складання між тягачем і напівприцепом гранично допустимими кутами карданних шарнірів (до 45°), що значно погіршує маневрені властивості.

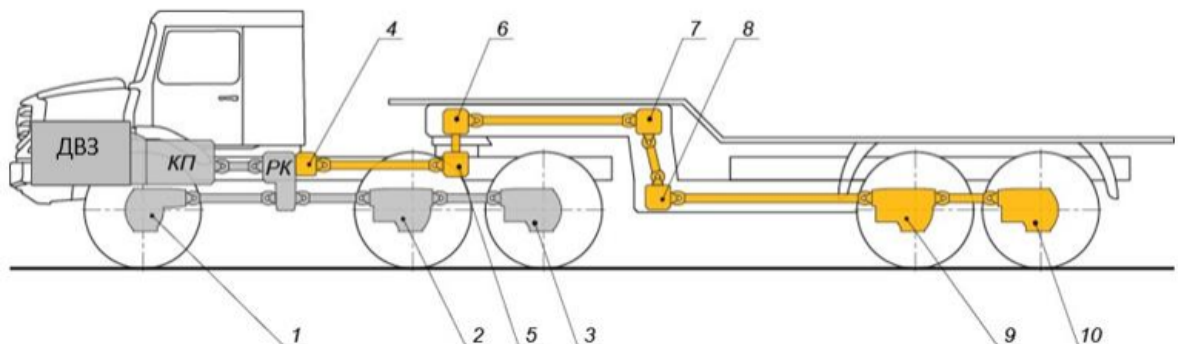
Для поліпшення маневреності автопоїздів з передачею крутного моменту карданною передачею британська компанія Multidrive використовує зчіпний пристрій з подвійним механізмом зчленування [72]. Для усунення необхідності роботи карданної передачі на критичних кутах введений поворотний стіл заднього візка напівпричепа. Такий зчіпний пристрій забезпечує підвищені кути поздовжньої (до $\pm 15^\circ$), поперечної (до $\pm 10^\circ$) і горизонтальної (до $\pm 100^\circ$) гнучкості. Як показує досвід компанії Multidrive, такий тип приводу найбільш раціональний для автопоїздів з колісною формулою 8×8 . Недоліком цієї схеми є вразливість елементів приводу причіпної ланки при русі по пересіченій місцевості, а також складність операцій зчеплення та розчеплення. Схема компонування активного автопоїзда колісної формули 8×8 з механічним приводом представлена на рис. 1.2.



1, 2, – ведучі мости тягача; 3 – механізм зчленування; 4, 5, – проміжні опори;
6 – поворотний механізм; 7, 8 – ведучі мости напівпричепа

Рисунок 1.2 – Компонування агрегатів приводу типу «Multidrive»

За основу більшості існуючих конструкцій автопоїздів був прийнятий механічний привід ведучих коліс напівпричепів від трансмісії тягачів що їх буксировали [22]. Після випробувань ряду експериментальних конструкцій найбільш ефективними були визнані автопоїзда з колісною формулою 10х10, що склалися з тривісних повнопривідних сідельних тягачів і активних двохосьових напівпричепів з усіма ведучими односхилими колесами. Схема компонування активного автопоїзда (колісна формула 10×10) з механічним приводом представлена на рис. 1.3.



1, 2, 3 – ведучі мости тягача; 4 – коробка відбору потужності; 5, 6, 7, 8 – кутові редуктори; 9, 10 – ведучі мости напівпричепа

Рисунок 1.3 – Компонування агрегатів механічного приводу напівпричепа

Такий тип приводу має такі недоліки:

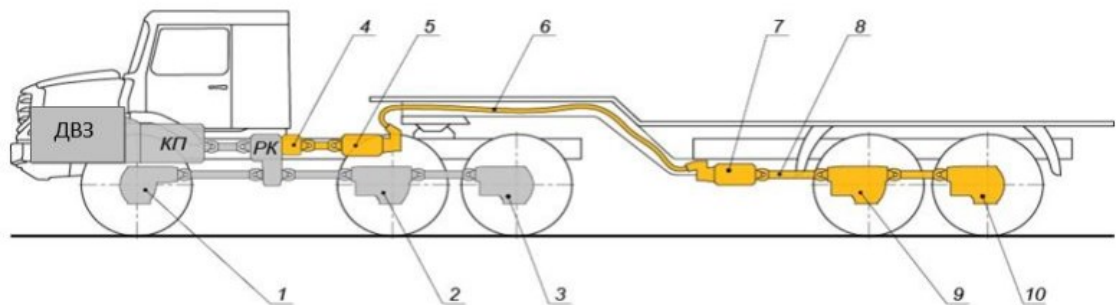
- застосування нестандартного опорно-зчіпного пристрою, яке не передбачає можливість розчеплення ланок автопоїзда і заміни причіпного складу;
- значна кількість кутових редукторів і карданних валів, що збільшують масу приводу;
- кінематичні невідповідності при обертанні коліс тягача і причіпного складу і проблеми оптимального перерозподілу необхідних сил тяги та гальмування на кожне колесо автопоїзда.

В останній час широке застосування для активізації коліс причіпних ланок у вітчизняному та зарубіжному автомобілебудуванні знаходить гідрооб'ємний привід. Для активних автопоїздів гідрооб'ємний привід має такі переваги перед механічним [20, 23]:

- стійкість роботи при малих швидкостях і великих навантаженнях;
- зручність компонування агрегатів приводу;
- легкість одержання швидкого ($\approx 0,12$ с) і симетричного за моментами і кінематичними параметрами реверсу приводу, що дозволяє виконувати енергійне «розгойдування» застряглого автомобіля, що характерно для експлуатації в тяжких дорожніх умовах;
- свобода компонування агрегатів трансмісії;
- жорстка кінематична й силова характеристика гідрооб'ємної трансмісії, що наближається до характеристики механічної безступінчастої передачі та мала інерційність приводу, що обумовлює можливість реалізації керування передаточним відношенням приводу з високою точністю за будь-яким заданим законом;
- енергоефективність автомобіля з гідрооб'ємною трансмісією при збільшенні числа його ведучих осей знижується менш інтенсивно, ніж в автомобілів з механічною трансмісією;
- надійний захист від перевантажень (за допомогою запобіжних клапанів і обмежувачів тиску).

За даними фірми Sisu автопоїзд, оснащений гідрооб'ємною трансмісією, розвиває тягу на 25% вище і долає підйом в 1,5 рази крутіше, ніж без неї [23].

Схеми гідрооб'ємних приводів активних коліс причіпних ланок поділяються на два основних типи: «гідровал» і «гідромотор-колесо». У таких конструкціях гідропривід виконує функції карданних валів, забезпечуючи підвід крутного моменту на ведучі мости причіпної ланки. Компонування агрегатів приводу типу «гідровал» представлено на рис. 1.4

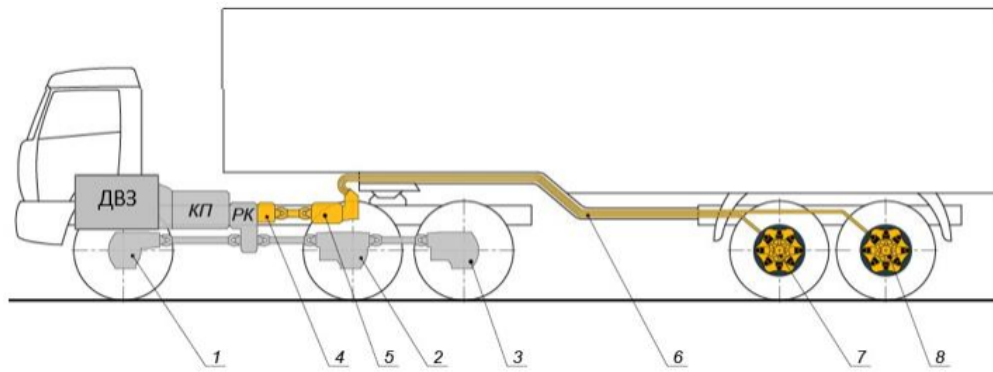


- 1, 2, 3 – ведучі мости тягача; 4 – коробка відбору потужності; 5 – насос;
6 – гнучкі шланги; 7 – гідромотор; 8 – вал приводу напівпричепа;
9, 10 – ведучі мости напівпричепа

Рисунок 1.4 – Компонування агрегатів гідрооб'ємного приводу напівпричепа типу «гідровал»

Компонування агрегатів гідрооб'ємного приводу напівпричепа типу «гідромотор-колесо» представлено на рис. 1.5. Особливістю такого приводу є широке використання стандартних агрегатів. Однак через малу кількість гідроагрегатів (один насос і один мотор) значна частина приводу доводиться на механічні агрегати (головні передачі, диференціали, карданні передачі). При цьому компонуванні для підвищення прохідності повинна бути реалізована можливість блокування міжколісних диференціалів в мостах причіпної ланки автопоїзда [23].

На сучасному етапі технічного розвитку реалізація гідроприводу відбувається за схемою типу «гідромотор-колесо». В такому випадку



1, 2, 3 – ведучі мости тягача; 4 – коробка відбору потужності; 5 – насос;
6 – гнучкі шланги; 7, 8 – гідромотор

Рисунок 1.5 – Компонування агрегатів гідрооб'ємного приводу напівпричепа типу «гідромотор-колесо»

гідромотор вбудовується в кожен з рушіїв. Перевагою радіально-поршневих гідромоторів є можливість передачі великих крутячих моментів і стійкої роботи під навантаженням при невеликих частотах обертання ($7-10 \text{ хв}^{-1}$), що дозволяє спростити конструкцію мотор-колеса, оскільки виключається необхідність у колісному редукторі. Аксіально-поршневі гідромотори мають менший діаметр, ніж радіально-поршневі, тому їх використовують при малому діаметрі маточини колеса. Під навантаженням мінімально стійкі частоти обертання такого гідромотора знаходяться в межах $100-150 \text{ хв}^{-1}$, тому потрібна установка знижувального колісного редуктора.

Особливістю гідрооб'ємної трансмісії є те, що вона працює в досить вузькому діапазоні швидкостей руху машини, що пояснюється робочими процесами об'ємних гідромашин [73].

Використання гідроприводу носить обмежений характер з наступних причин:

- ККД менше, ніж у механічного приводу (внаслідок подвійного перетворення енергії);
- складність експлуатації в умовах низьких температур (для підтримки працездатності необхідно постійно прокачувати робочу рідину, що

призводить до великих барботажних втрат);

- велика собівартість в порівнянні з механічним приводом; обмежена можливість застосування в довгомірних автопоїздах (через великі втрат в трубопроводах).

При створенні багатопривідних колісних машин (до яких відносяться і активні автопоїзда) найбільш раціональним вважається застосування електричної (електромеханічної) трансмісії [74-79]. Електричною називається передача, в якій перетворення факторів силового потоку приводного двигуна машини у всьому діапазоні регулювання здійснюється електричним трансформатором крутного моменту. Найпростіший трансформатор складається з двох електричних машин, одна з яких працює в режимі генератора, а інша – в режимі електродвигуна. Якщо в такій передачі встановлені ступінчасті (фрикційно-зубчасті) редуктори або інші механічні розподільні механізми, то вона називається електромеханічною. Основні переваги електромеханічної трансмісії:

- характеристика тягового електродвигуна забезпечує реалізацію безступінчастої передачі потужності на колеса і можливість руху на «повзучих швидкостях»;

- значно скорочується кількість механічних елементів трансмісії (відсутні коробка передач і роздавальна коробка, зменшується кількість карданних валів і т.д.);

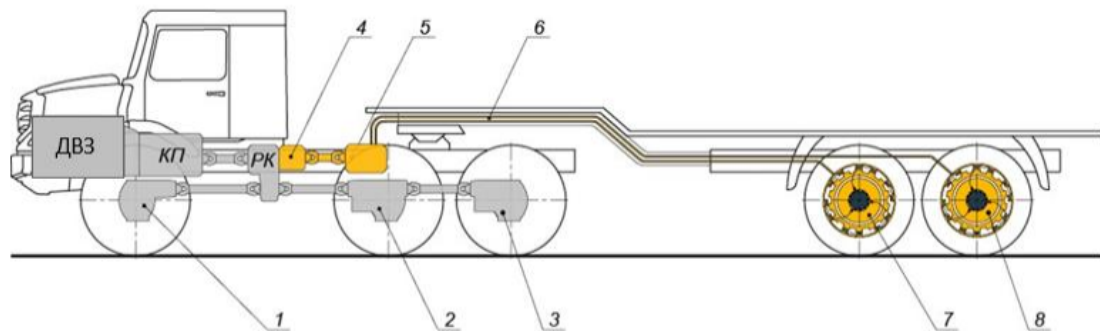
- легкість реверсування;

- з'являється можливість індивідуального розподілу потужності по колісним рушіям відповідно до зовнішніх умов, в яких вони знаходяться.

Для активізації коліс причепа або напівпричепа автопоїзда з тягачем, що володіє серійним приводом, застосовують електричний привід періодичної дії, який використовують при русі на нижчих передачах коробки передач тягача. Для зниження втрат при русі на більш високих передачах необхідно «розривати» кінематичний зв'язок між колесом і ланками редуктора з тяговим електродвигуном [72].

Електричні трансмісії з приводом постійного дії застосовуються на повнопривідних автопоїздах з великим числом ведучих осей. При русі у важких дорожніх умовах або з повним навантаженням всі електромотор-колеса реалізують потужність, передану від силового потоку приводного двигуна машини і генератора, й зчіпних властивостей автопоїзда використовуються повністю [72].

Компонування агрегатів електричного приводу напівпричепа представлено на рис. 1.6 [72].



1, 2, 3 – ведучі мости тягача; 4 – коробка відбору потужності; 5 – генератор;
6 – силові дроти; 7, 8 – електромотор-колесо

Рисунок 1.6 – Компонування агрегатів електричного приводу напівпричепа

При русі таких автопоїздів по дорогах з удосконаленим покриттям і з неповним завантаженням необхідна сила тяги машини значно зменшується. У цих умовах доцільно відключати частину електромотор-колес. З урахуванням сучасного розвитку науки і техніки напівпричепа з електричним приводом колес напівпричепів доцільно створювати для сидельних тягачів з електромеханічної трансмісією, оскільки на автомобілі вже встановлений потужний генератор, а також є можливість використання єдиних (загальних) алгоритмів управління електромеханічної трансмісією автопоїзда.

З аналізу, що проведено видно, що подальший розвиток і використання механічного приводу ведучих колес причіпних ланок є не ефективним, бо це

приводить до значного ускладнення конструкції автопоїзда та збільшення енергетичних витрат (витрат палива) на рух машини.

Гідрооб'ємний тип приводу найчастіше використовується у побудові тракторів та тракторних поїздів. На автомобілях він отримав обмежене використання.

Тому на наш погляд перспективним є використання електричного приводу (чи електромеханічного) на колеса причіпних ланок автопоїзда, що дозволяє спростити конструкцію трансмісії, а в перспективі підвищити прохідність та динамічність вказаної машини за рахунок роздільного керування окремими колесами.

1. В результаті дослідження, що проведено визначено, що найбільш перспективним є використання електричного приводу ведучих коліс причіпної ланки автопоїзда.

2. Використання електричного приводу причепа або напівпричепа дозволяє у подальшому підвищити прохідність та динамічність автопоїзда за рахунок роздільного керування окремими колесами причіпної ланки.

1.5 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження

Аналіз відомих результатів досліджень, проведений у розділі 1, дозволив зробити наступні висновки:

- використання показника енергетичної ефективності E_w автомобілів дозволяє більш об'єктивно проводити порівняння між собою транспортних засобів;

- у результатах відомих досліджень не визначено коефіцієнт корисної дії колісного рушія автомобілів, що не дозволяє визначити напрямки його підвищення, у тому числі при русі по опорній поверхні, яка деформується;

- враховуючи активний розвиток конструкцій електромобілів і гібридних автомобілів, постає питання вибору такого розподілу крутних

моментів між передніми та задніми колесами, що забезпечує найбільший ККД колісного рушію і підвищує енергоефективність автомобіля;

– багатоланкові автопоїзди мають високу енергоефективність, тому виникає необхідність оцінки і підвищення ККД колісного рушію усього автопоїзда.

Висновки, що зроблено, дозволили сформулювати наступні завдання дослідження;

– провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушію двовісного автомобіля;

– провести теоретичне дослідження коефіцієнта корисної дії колісного рушія багатовісних та багатоланкових транспортних засобів;

– провести експериментальні дослідження динамічних показників повноприводних автомобілів.

Результати досліджень опубліковано в [3], [6], [9], [8], [10], [12].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ
КОЛІСНОГО РУШІЯ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

2.1 Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля

2.1.1 Оптимізація математичної моделі ККД ведучого колеса
автомобіля

Для визначення екстремума функції $\eta_{\kappa}^{\text{MIT}}\left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)$ (див залежність (1.9))

визначаємо похідну останньої по відношенню $\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}$ та прирівнюємо її до нуля

$$\frac{\partial \eta_{\kappa}^{\text{MIT}}\left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)}{\partial \left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)} = 2 \frac{M_{\kappa}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right) = 0. \quad (2.1)$$

З рівняння (2.1) знаходимо

$$\left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)_{\text{opt}} = 1 - 0,5 \frac{C_{\text{кут}}}{M_{\kappa}}. \quad (2.2)$$

Друга похідна функції $\eta_{\kappa}^{\text{MIT}}\left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)$ по $\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}$

$$\frac{\partial^2 \eta_{\kappa}^{\text{MIT}}\left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)}{\partial \left(\frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)^2} = -2 \frac{M_{\kappa}}{C_{\text{кут}}} < 0, \quad (2.3)$$

що свідчить про отримання $\eta_{\kappa \text{max}}^{\text{MIT}}$.

Після підстановки виразу (2.1) в рівняння (1.9) отримаємо

$$\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}} = 0,25 \frac{C_{\text{кут}}}{M_{\text{к}}}. \quad (2.4)$$

В роботі [74] відношення $\frac{M_{\text{к}}}{C_{\text{кут}}}$ визначено як кут статистичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$. Величина вказаного кута для шин легкових автомобілів знаходиться в межах $\varphi_{\text{стат}} = 0,0325 - 0,0356$ рад; для шин вантажних автомобілів $\varphi_{\text{стат}} = 0,0515 - 0,0709$ рад. Виражаючи $\frac{M_{\text{к}}}{C_{\text{кут}}}$ через кут статистичної закрутки $\varphi_{\text{стат}}$, перетворимо (2.4) до вигляду

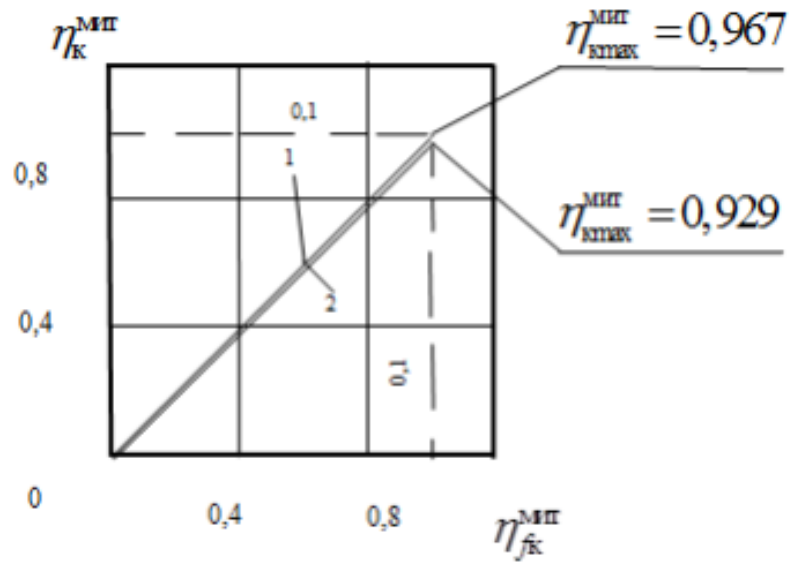
$$\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}} = 0,25 / \varphi_{\text{стат}}. \quad (2.5)$$

Аналіз виразу (2.5) показує, що реальні значення $\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}} \leq 1$ можуть бути отримані при $\varphi_{\text{стат}} > 0,25$ рад, що неможливо. Таким чином, екстремальні значення $\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}}$ знаходяться за межами реальних значень $\varphi_{\text{стат}}$.

На рис. 2.1 представлені графіки залежності для шин легкових (крива 1) та шин вантажних (крива 2) автомобілів.

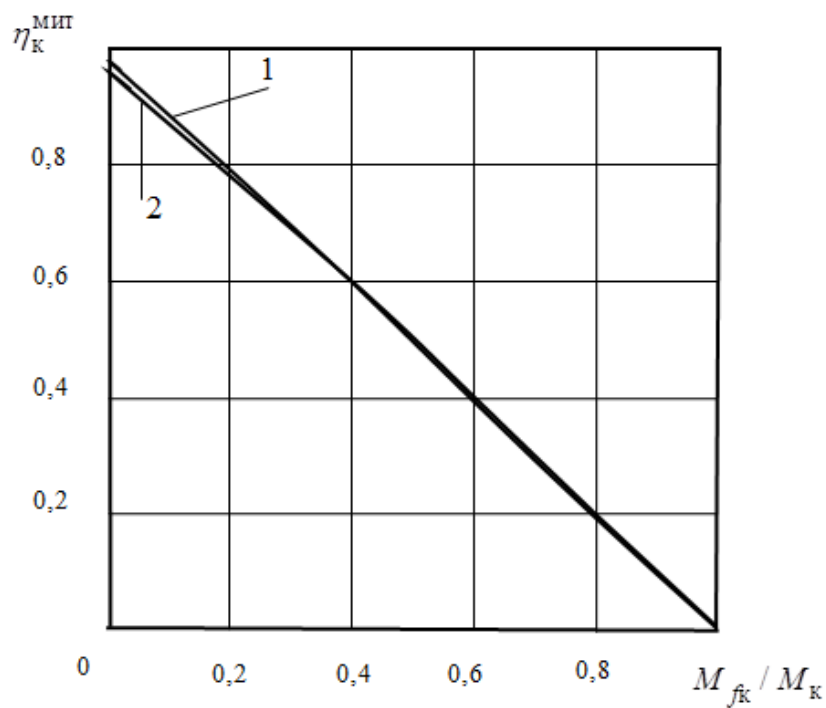
Аналіз кривих, що наведено на рис.2.1, показує, що зі зростанням $\eta_{\text{fk}}^{\text{MIT}}$ також зростає $\eta_{\text{к}}^{\text{MIT}}$, що природно. Максимальне значення $\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}}$ досягається при $\eta_{\text{fk}}^{\text{MIT}} = 1$ та складає: $\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}} = 0,967$ — для шин легкових автомобілів; $\eta_{\text{кmax}}^{\text{MIT}} = 0,929$ — для шин вантажних автомобілів.

На рис. 2.2 представлені графіки залежності миттєвого ККД колеса $\eta_{\text{к}}^{\text{MIT}}$ від відношення $\frac{M_{\text{fk}}}{M_{\text{к}}}$. З графіків, представлених на рис.2.2, видно, що з ростом відношення $\frac{M_{\text{fk}}}{M_{\text{к}}}$ миттєвий ККД колеса зменшується та при $\frac{M_{\text{fk}}}{M_{\text{к}}} = 1$ вказаний ККД дорівнює нулю.



1 – $\varphi_{\text{стат}} = 0,0325$ рад; 2 – $\varphi_{\text{стат}} = 0,0709$ рад

Рисунок 2.1 – Залежність η_k^{MIT} (η_{fk}^{MIT})



1 – при $\varphi_{\text{стат}} = 0,0325$ рад;

2 – при $\varphi_{\text{стат}} = 0,0709$ рад

Рисунок 2.2 – Залежність η_k^{MIT} (M_{fk} / M_k)

Це приводить до висновку, що зі збільшенням M_k ККД колеса

збільшується. Найбільше значення η_k^{MIT} досягається при максимальному крутному моменті, відповідному реалізації граничної сили за зчепленням в контактні колеса з дорогою

$$M_k = M_{k\max} = \varphi_x \cdot R_{zk} \cdot r_d, \quad (2.6)$$

де φ_x – поведовжній коефіцієнт зчеплення з дорогою.

Рівняння (1.9) з урахуванням відношення (2.6) прийме вигляд для випадку реалізації граничної сили по зчепленню в контактні колеса з дорогою

$$\eta_k^{\text{MIT}} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \varphi_{\text{стат}} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (2.7)$$

В таблиці 2.1 наведені дані по коефіцієнтам φ_x та f різних типів шляху та визначено величини коефіцієнтом корисної дії η_{fk}^{MIT} , $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$ та η_k^{MIT} для ведучих коліс.

Менше значення відповідає шинам легкових автомобілів, а більше – шинам вантажних автомобілів.

Таким чином, можна зробити висновок, що при русі автомобіля з реалізацією максимально можливого по зчепленню з дорогою крутного моменту забезпечується максимальним ККД ведучих коліс.

Досліджуємо зміну ККД колісного рушія автомобіля при використанні здвоєних ведучих коліс, а також у випадку встановлення двох ведучих мостів замість одного. Розглянемо на прикладі шин вантажних автомобілів, приймаючи для одиночної шини $\varphi_{\text{стат}} = 0,08$ рад.

При встановленні здвоєних коліс в два рази зростає кутова жорсткість (можна в першому наближенні прийняти і таке допущення). У такому разі кут статичної закрутки зменшується в 2 рази та рівняння (2.7) прийме наступний вид:

Таблиця 2.1 – Визначення ККД ведучих коліс автомобіля при русі різними типами шляху з реалізацією максимального крутного моменту [5]

Тип шляху	F	φ_x	η_{fk}^{MIT}	$\eta_{пружк}^{(*)}$	η_{fk}^{MIT}
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,975	0,936- 0,976	0,913- 0,952
Гравійно-щебенева бруківка	0,025	0,57	0,956	0,952- 0,982	0,910- 0,939
Бруківка	0,030	0,45	0,933	0,968- 0,988	0,903- 0,922
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	0,933	0,969- 0,988	0,903- 0,922
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,762	0,939- 0,977	0,715- 0,744
Пісок	0,200	0,70	0,714	0,929- 0,979	0,673- 0,699
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	0,891	0,929- 0,973	0,828- 0,867

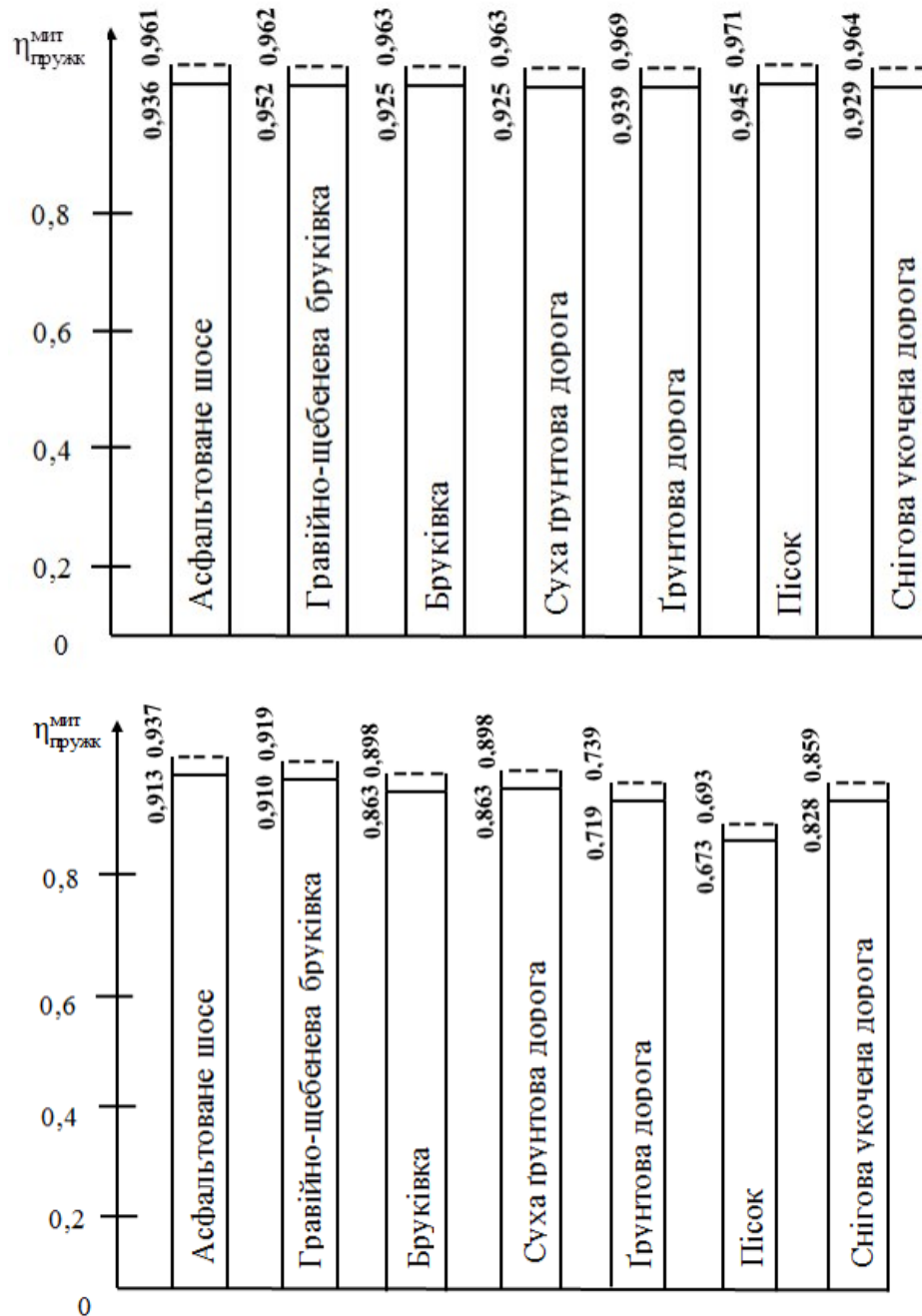
$$\eta_k^{MIT} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \frac{\varphi_{стат}}{2} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (2.8)$$

Аналіз рівняння (2.8) показує, що, в порівнянні з одинарним колесом, встановлення здвоєних коліс призводить до збільшення коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

При установці двох ведучих мостів замість одного відбувається зменшення крутного моменту на колесах в два рази. При цьому кутова жорсткість пневматичної шини залишається колишньою. Це означає, що також, у випадку здвоєних коліс, кут $\varphi_{стат}$ статистичної закрутки колеса зменшується в два рази. Ріст ККД колісного рушія в цьому випадку також можна розрахувати за формулою (2.8). На рис.2.3 наведені діаграми розрахункових значень величин $\eta_{пружк}^{MIT}$ та η_k^{MIT} для шин вантажних автомобілів при русі по різних типах шляху. Аналіз вказаних діаграм свідчить про збільшення ККД колісного рушія при установці здвоєних коліс замість

одинарних чи двох ведучих мостів замість одного.

Можна зробити загальний висновок, який полягає в тому, що зі збільшенням граничного по зчепленню крутного моменту колеса збільшується ККД колеса.



— при одинарних колесах; — — — при здвоєних колесах та при встановленні двох ведучих мостів

Рисунок 2.3 – Діаграми ККД шин вантажних автомобілів на різних типах

шляху: а – $\eta_{\text{пружк}}^{\text{мит}}$; б – $\eta_{\text{к}}^{\text{мит}}$

$$\dot{\phi} = \frac{r_{\text{д}}}{C_{\text{кут}}} \dot{R}_x. \quad (2.10)$$

З рис. 2.4 видно, що

$$dR_x = R_x d\alpha. \quad (2.11)$$

Розділивши ліву та праву частини (2.11) на dt , отримаємо

$$\dot{R}_x = \frac{dR_x}{dt} = R_x \frac{d\alpha}{dt} = R_x \omega_{\kappa}. \quad (2.12)$$

Після підстановки (2.12) у (2.10), отримаємо

$$\dot{\phi} = \frac{r_{\text{д}}}{C_{\text{кут}}} R_x \omega_{\kappa}. \quad (2.13)$$

У веденого колеса

$$R_x = fR_z. \quad (2.14)$$

Рівняння (2.13) з урахуванням відношення (2.14) прийме наступний вигляд

$$\dot{\phi} = \frac{r_{\text{д}}}{C_{\text{кут}}} fR_z \omega_{\kappa}. \quad (2.15)$$

Для веденого колеса існує співвідношення

$$V_a = (\omega_{\kappa} + \dot{\phi}) \cdot r_{\delta} = \omega_{\kappa} + r_{\kappa} \quad (2.16)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля; дорівнює лінійній швидкості осі колеса.

Після підстановки (2.15) у (2.16) отримаємо

$$V_a = \omega_k \left(1 + \frac{r_d}{C_{\text{кут}}} f R_z \right) = \omega_k r_k. \quad (2.17)$$

Звідки визначимо

$$r_k = r_d \left(1 + \frac{r_d}{C_{\text{кут}}} f R_z \right). \quad (2.18)$$

Беручи до уваги, те що

$$\frac{f R_z r_d}{C_{\text{кут}}} = \varphi_{\text{стат}}, \quad (2.19)$$

перетворимо рівняння (2.18) до вигляду

$$r_k = r_d (1 + \varphi_{\text{стат}}). \quad (2.20)$$

З рівняння (2.20) видно, що для веденого колеса $r_k < r_d$. Для ведучого колеса – $r_k > r_d$. Це означає, що при установці на один автомобіль кутова швидкість обертання ведених коліс менша, чім кутова швидкість обертання ведучих. З рівняння (2.17) знаходимо для веденого колеса

$$\omega_k \frac{V_a}{r_d \left(1 + \frac{r_d}{C_{\text{кут}}} f R_z \right)} = \frac{V_a}{r_d (1 + \varphi_{\text{стат}})}. \quad (2.21)$$

Відносне прослизання в контактi веденого колеса з дорогою

$$S = \frac{V_a - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{(\omega_k + \phi) r_d - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{\dot{\phi} r_d}{V_a}. \quad (2.22)$$

Після підстановки (2.16) в (2.22) отримаємо, з урахуванням (2.19)

$$S = \frac{\phi_{\text{стат}} \omega_k r_d}{V_a}. \quad (2.23)$$

Потужність, яка витрачається на рух веденого колеса, може бути визначена як

$$N_{\text{виг}} = f R_z V_a + M_k \dot{\phi}, \quad (2.24)$$

де M_k – крутний момент на веденому колесі, створюваний дотичною реакцій дороги

$$M_k = R_z f r_d. \quad (2.25)$$

Коефіцієнт втрат веденого колеса може бути визначено з урахуванням (2.25) по наступній формулі

$$\zeta_k^{\text{мит}} = \frac{N_{\text{виг}}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e} = \frac{R_z f r_d \left(\frac{V_a}{r_d} + \phi \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}, \quad (2.26)$$

де N_e – потужність двигуна; $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ – ККД трансмісії (миттєвий).

Після підстановки вираз (2.16) в (2.26), отримаємо

$$\zeta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{R_z f r_{\text{д}} \left(\frac{V_a}{r_{\text{д}}} + f R_z \omega_{\text{к}} \frac{r_{\text{д}}}{C_{\text{кут}}} \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (2.27)$$

Таким чином, нами отримана математична модель коефіцієнта втрат на рух веденого колеса автомобіля.

2.1.3 Математична модель ККД колісного рушія автомобіля

При проведенні дослідження всі параметри, які відносяться до ведених коліс будуть мати індекс „1“, а до ведучих – „2“. Припустимо, що на ведучих та ведених колесах встановлені однакові шини з параметрами $C_{\text{кут}}$ та $r_{\text{д}}$. У цьому випадку вираз (2.26) прийме вигляд

$$\zeta_{\text{к1}}^{\text{мит}} = \frac{R_{z1} f r_{\text{д}} \left(\frac{V_a}{r_{\text{д}}} + \dot{\phi}_1 \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (2.28)$$

Лінійна швидкість автомобіля V_a може бути визначена через кутову швидкість $\omega_{\text{к2}}$ та швидкість кутової деформації $\dot{\phi}_2$ ведучих коліс

$$V_a = \left(\omega_{\text{к2}} - \dot{\phi}_2 \right) r_{\text{д}}. \quad (2.29)$$

З іншого боку, швидкість V_a можна виразити через кутову швидкість $\omega_{\text{к1}}$ ведених коліс та, відповідно, кутову швидкість деформації $\dot{\phi}_1$ шин ведених коліс

$$V_a = \left(\omega_{\text{к1}} + \dot{\phi}_1 \right) r_{\text{д}}. \quad (2.30)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (2.29) та (2.30), визначимо $\omega_{к1}$

$$\omega_{к1} = \omega_{к2} - \left(\overset{\circ}{\Phi}_1 + \overset{\circ}{\Phi}_2 \right). \quad (2.31)$$

Швидкість кутової деформації ведучого колеса визначена в роботі [74]

$$\Phi_2 = \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) \omega_{к2}. \quad (2.32)$$

Підставляючи вираз (2.16) та (2.32) у відношення (2.31), отримаємо після перетворень

$$\omega_{к1} = \omega_{к2} \frac{1 - \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left(\frac{1 - R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right)}{1 + \frac{f R_{z1} r_d}{C_{кут}}}. \quad (2.33)$$

Вираз (2.28) з урахуванням відношень (2.29) та (2.33) після перетворень прийме вигляд

$$\zeta_{к1}^{мит} = \frac{R_{z1} f r_d \omega_{к2}}{\eta_{тр}^{мит} N_e} \left[1 - \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) \right] \cdot \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{кут}}{f R_{z1} r_d}} \right). \quad (2.34)$$

Коефіцієнт корисної дії колісного рушія може бути визначений по наступній залежності

$$\eta_{руш}^{мит} = n_2 \eta_{к2}^{мит} - m \zeta_{к1}^{мит}, \quad (2.35)$$

де n_1 ; n_2 – число ведених та ведучих коліс, відповідно.

Після підстановки виразів (1.9) та (2.34) у відношення (2.35) і перетворення, знаходимо

$$\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = \left[1 - \frac{M_{k2}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{R_{z2} f_{\text{д}}}{M_{k2}} \right) \right] \cdot \left[n_2 \left(1 - \frac{R_{z2} f_{\text{д}}}{M_{k2}} \right) - n_1 \frac{R_{z1} f_{\text{д}} \omega_{k2}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{\text{кут}}}{f R_{z1} r_{\text{д}}}} \right) \right]. \quad (2.36)$$

З виразу (2.36) видно, що зі збільшенням числа ведучих коліс n_2 та зі зменшенням числа ведених коліс n_1 коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ колісного рушія зростає.

В результаті проведеного дослідження нами отримана математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. Дослідження запропонованої математичної моделі дозволить в подальшому здійснювати вибір раціональних параметрів шасі та уточнити розрахунок показників енергоефективності автомобілів.

Результати проведеного дослідження дозволили визначити, що зі збільшенням граничного по зчепленню крутного моменту на ведучому колесі відбувається збільшення ККД останнього.

Отримана уточнена математична модель миттєвого коефіцієнта витрат потужності на рух веденого колеса дозволяє збільшити точність оцінки показників енергоефективності автомобілів.

Отриманий аналітичний вираз оцінки миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія дозволяє в подальшому здійснювати раціональне проектування автомобілів за критерієм енергоефективності. Аналіз отриманого виразу показав, що зі зростанням числа ведучих коліс ККД колісного рушія збільшується. Ведуче колесо має більший ККД ніж ведене, що спричиняє підвищення ККД колісного рушія.

2.2 Коефіцієнт корисної дії колісного рушія при русі колісної машини поверхнею, що деформується

Забезпечення високої енергетичної ефективності автомобіля при русі в умовах бездоріжжя також можливо за умови забезпечення максимального коефіцієнта корисної дії колісного рушія. Для повнопривідного автомобілю резервом підвищення ККД, який вказано, є також раціональний вибір розподілу тягових сил (тягових крутних моментів) між колесами переднього та заднього мостів.

Для вирішення поставленої задачі скористуємося досвідом тракторобудівництва при дослідженні впливу зусиль на кріюці на коефіцієнт буксування ведучих коліс [66]. В роботі [66], в результаті обробки експериментальних даних тягових випробувань тракторного самохідного шасі класу 0,6 вдалося розділити податливість елементів шини колеса і ґрунту у місці контакту. Розглядаючи податливість пружної системи шина-ґрунт, автори роботи [66] кутову податливість, яка визначається залежністю

$$\lambda_{cm} = \frac{\delta}{[0,5P_{кр} + f(0,5m_{\Sigma}g - P_z)] \cdot r_{\partial}}, \quad (2.37)$$

де δ ; $P_{кр}$ – буксування та відповідне йому зусилля на гаку, взяті за експериментальними тяговими характеристиками;

f - коефіцієнт опору коченню ведучих коліс;

m_{Σ} – експлуатаційна маса машини;

g – прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

P_z – нормальне навантаження на ведучі колеса;

r_{∂} - динамічний радіус ведучих коліс.

Кругова податливість системи шини - ґрунт (податливість контакту шини з дорогою) [24]

$$\lambda_{cm} = \lambda_{ш} + \lambda_{грунту}. \quad (2.38)$$

Автори зазначеного дослідження визначили середнє значення $\bar{\lambda}_{грунту}$ для фону – стерня та фону – оранка. Величина $\bar{\lambda}_{ш}$ визначалася за результатами [24] тягових випробувань на асфальті, оскільки в цьому випадку $\lambda_{грунту} = 0$. Величина $\lambda_{ш}$ є величиною, зворотною круговій жорсткості шини $C_{круг}$, тобто

$$\lambda_{ш} = \frac{1}{C_{кут}}. \quad (2.39)$$

Автори роботи [24] визначили середні значення кутової податливості ґрунту:

$$\bar{\lambda}_{грунту} = 0,356 \cdot 10^{-4} \frac{рад}{Н \cdot м} - \text{для стерні};$$

$$\bar{\lambda}_{грунту} = 0,952 \cdot 10^{-4} \frac{рад}{Н \cdot м} - \text{для оранки}.$$

Однак у роботі [24] не визначався коефіцієнт корисної дії колісного рушія трактора при русі по ґрунту, що деформується.

У роботі [74] визначено наступну залежність (1.9) для миттєвого ККД одиночного колеса

$$C_{кут} = 1/\bar{\lambda}_{ш} \quad (2.40)$$

При врахуванні податливості ґрунту в рівняння (1.19) необхідно замість $C_{кут}$ підставляти кругову жорсткість системи $C_{сист}$ контакту шини з ґрунтом.

Визначимо кутову жорсткість контакту шини з дорогою.

$$C_{сист} = \frac{1}{\lambda_{сист}} = \frac{1}{\lambda_{ш} + \bar{\lambda}_{грунту}} = \frac{1}{\frac{1}{C_{кут}} + \bar{\lambda}_{грунту}} = \frac{C_{кут}}{1 + C_{кут} \bar{\lambda}_{грунту}}. \quad (2.41)$$

Рівняння (1.19) з урахуванням (2.40) набуде вигляду

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \left(1 - \frac{M_{\text{fk}}}{M_{\text{к}}}\right) \left[1 - \frac{M_{\text{к}}}{C_{\text{кут}}} (1 + C_{\text{кут}} \cdot \bar{\lambda}_{\text{грунту}}) \left(1 - \frac{M_{\text{fk}}}{M_{\text{к}}}\right)\right] . \quad (2.42)$$

Порівняння виразів (1.9) та (2.41) показує, що податливість ґрунту знижує коефіцієнт корисної дії колеса.

У роботі [1] для двовісного повнопривідного автомобіля при русі по жорсткій опорній поверхні визначено залежність для ККД колісного рушія. Для нашого випадку вказана залежність набуде вигляду

$$\begin{aligned} \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = & \beta_{\text{м}} \left(1 - \frac{M_{\text{fП}}}{\beta_{\text{м}} \cdot M_{\text{е}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}\right) \left[1 - \beta_{\text{м}} \frac{M_{\text{е}} u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}{C_{\text{систП}}} \left(1 - \frac{M_{\text{fП}}}{\beta_{\text{м}} \cdot M_{\text{е}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}\right)\right] + \\ & + (1 - \beta_{\text{м}}) \left(1 - \frac{M_{\text{fЗ}}}{(1 - \beta_{\text{м}}) \cdot M_{\text{е}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}\right) \left[1 - \frac{(1 - \beta_{\text{м}}) \cdot M_{\text{е}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}{C_{\text{систЗ}}} \left(1 - \frac{M_{\text{fЗ}}}{(1 - \beta_{\text{м}}) \cdot M_{\text{е}} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}\right)\right] \end{aligned} \quad (2.43)$$

де $\beta_{\text{м}}$ – коефіцієнт розподілу тягових моментів на передню вісь машини

$$\beta_{\text{м}} = \frac{M_{\text{к1}}}{M_{\text{к1}} + M_{\text{к2}}}; \quad (2.44)$$

$M_{\text{к1}}$; $M_{\text{к2}}$ – сумарні крутні (тягові) моменти на колесах передньої та задньої осей, відповідно;

$M_{\text{е}}$ – ефективний крутний момент двигуна;

$u_{\text{тр}}$ – передавальне число трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ – миттєвий ККД трансмісії.

У рівнянні (2.44) всі величини з індексом "П" відносяться до передніх коліс, а з індексом "З" - до задніх коліс трактора. Вираз (2.43), на відміну від залежності, наведеної в роботі [1], враховує відмінність у сумарній кутовій

жорсткості передніх $C_{кутП}$ і задніх $C_{кутЗ}$ шин.

За аналогією з роботою [1] подаємо вираз (2.43) у вигляді

$$\eta_{руш}^{MIT} = \vartheta_1 \cdot \vartheta_2 - a_1 \cdot a_2 - \beta_m^2(a_3 + \vartheta_3) + \beta_m(a_2 + a_1 \cdot a_3 - \vartheta_2 + \vartheta_1 \cdot \vartheta_2) \quad (2.45)$$

де - $a_1; a_2; a_3; \vartheta_1; \vartheta_2; \vartheta_3$ – коефіцієнти,

$$a_1 = \frac{M_{fП}}{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}; \quad (2.46)$$

$$a_2 = 1 + \frac{M_{fП}}{C_{систП}}; \quad (2.47)$$

$$a_3 = \frac{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}{C_{систП}}; \quad (2.48)$$

$$\vartheta_1 = 1 - \frac{M_{fЗ}}{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}; \quad (2.49)$$

$$\vartheta_2 = 1 + \frac{M_{fЗ}}{C_{систЗ}} - \frac{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}{C_{систЗ}}; \quad (2.50)$$

$$\vartheta_3 = \frac{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}{C_{систЗ}}. \quad (2.51)$$

Максимум функції (2.45) реалізується у разі [1]

$$\beta_m = (\beta_m)_{opt} = \frac{a_2 + a_1 \cdot a_3 - \vartheta_2 + \vartheta_1 \cdot \vartheta_3}{2(a_3 + \vartheta_3)}. \quad (2.52)$$

Після підстановки в (2.52) виразів (2.46) – (2.51), отримаємо

$$(\beta_m)_{opt} = \frac{1 + \frac{\frac{C_{систЗ}}{C_{систП}} M_{fП} - M_{fЗ}}{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{MIT}}}{1 + \frac{C_{систЗ}}{C_{систП}}}. \quad (2.53)$$

Після підстановки виразу (2.53) в рівняння (2.45) визначимо максимальне значення ККД колісного руху при $\beta_m = (\beta_m)_{opt}$

$$(\eta_{руш}^{мит})_{max} = \vartheta_1 \cdot \vartheta_2 - a_1 \cdot a_2 = 1 - \left(\frac{M_{f\Pi}^2 + M_{f3}^2}{C_{сист\Pi} + C_{сист3}} + \frac{M_{f3} + M_{f\Pi}}{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{мит}} + \frac{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{мит} \cdot 2 M_{f3}}{C_{сист3}} \right) \quad (2.54)_e$$

Вираз (2.54) дозволяє вибрати раціональний розподіл крутних моментів між осями машини залежно від сумарних кругових жорсткостей передніх та задніх коліс, моментів опору коченню ведучих коліс, крутного (ефективного) моменту двигуна та параметрів трансмісії.

З урахуванням співвідношення (2.41), що визначає вплив податливості ґрунту, вираз (2.53) набуде вигляду

$$(\beta_m)_{opt} = \frac{\frac{C_{кут3} + C_{кут\Pi} \cdot \bar{\lambda}_{грунту}}{1 + \frac{C_{кут\Pi} + C_{кут3} \cdot \bar{\lambda}_{грунту}}{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}^{мит}}} M_{f\Pi} - M_{f3}}{1 + \frac{C_{кут3} + C_{кут\Pi} \cdot \bar{\lambda}_{грунту}}{C_{кут\Pi} + C_{кут3} \cdot \bar{\lambda}_{грунту}}} \quad (2.55)$$

Таким чином, залежно від податливості ґрунту $\bar{\lambda}_{грунту}$, для забезпечення максимального значення ККД колісного руху та енергоефективності тракторів, необхідно керувати величиною β_m . Якщо відсутня можливість зміни коефіцієнта β_m у процесі експлуатації, необхідно регулювати співвідношення сумарних кругових жорсткостей шин передніх і задніх коліс. В цьому випадку, з урахуванням співвідношення (2.41), отримаємо

$$\frac{C_{\text{сист}3}}{C_{\text{сист}П}} = \frac{(1-\beta_M)M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} - M_{f3}}{\beta_M M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} - M_{fП}} = \frac{C_{\text{кут}3}}{C_{\text{кут}П}} \frac{1 + C_{\text{кут}П} \cdot \bar{\lambda}_{\text{грунту}}}{1 + C_{\text{кут}3} \cdot \bar{\lambda}_{\text{грунту}}} \quad (2.56)$$

З виразу (2.56) визначимо

$$C_{\text{кут}П} = \left[\frac{(1-\beta_M)M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} - M_{f3}}{\beta_M M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} - M_{fП}} \left(\frac{1}{C_{\text{кут}3}} + \bar{\lambda}_{\text{грунту}} \right) - \bar{\lambda}_{\text{грунту}} \right] \quad (2.57)$$

Вираз (2.57) дозволяє на різних фонах при заданих значеннях коефіцієнта β_M реалізовувати максимальний ККД колісного рушія колісної машини за рахунок управління сумарної кругової жорсткості передніх коліс.

Вираз (2.54) з урахуванням співвідношення (2.41) прийме вигляд

$$(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}})_{\text{max}} = 1 - \frac{\frac{M_{fП}^2}{C_{\text{кут}П}}(1 + C_{\text{кут}П} \bar{\lambda}_{\text{грунту}}) + \frac{M_{f3}^2}{C_{\text{кут}3}}(1 + C_{\text{кут}3} \bar{\lambda}_{\text{грунту}})}{M_e u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} + \frac{M_{f3} + M_{fП}}{M_e u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}}} + \left[\frac{M_e u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} - 2M_{f3}}{C_{\text{кут}3}} (1 + C_{\text{кут}3} \bar{\lambda}_{\text{грунту}}) \right] \quad (2.58)$$

Аналіз виразу (2.58) показує, що із збільшенням податливості ґрунту $\bar{\lambda}_{\text{грунту}}$ відбувається зменшення максимального значення миттєвого ККД $(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}})_{\text{max}}$ двовісної повнопривідної колісної машини.

Податливість ґрунту впливає на максимальне значення миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного рушія автомобілю. Зі збільшенням $\bar{\lambda}_{\text{грунту}}$ зменшується показник $(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}})_{\text{max}}$. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- визначена залежність коефіцієнта корисної дії рушія колісної машини від коефіцієнту розподілу крутних (тяглових) моментів між осями при русі по поверхні, що деформується;
- отримана математична модель враховує не тільки кутову жорсткість

шин ведучих коліс, але і податливість ґрунту в плямі контакту;

- раціональне (оптимальне при прийнятій математичній моделі) значення коефіцієнта розподілу крутних моментів між осями повинно змінюватися у залежності від опору кочення ведучих коліс і характеристик фону ґрунту;

- при електричному приводі ведучих коліс управління розподілом крутних моментів можливо здійснювати регулюванням струму в ланцюгу живлення, а при механічному приводі-шляхом керування співвідношення крутної жорсткості передніх та задніх коліс за рахунок внутрішнього тиску повітря в шинах;

- зі зростанням податливості ґрунту відбувається зниження максимального значення миттєвого ККД колісного рушію двовісної колісної машини.

2.3 Раціональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами

Розподіл дотичних реакцій дороги між передніми та задніми колесами обумовлює розподіл крутних моментів, здійснює вплив не тільки на керованість та стійкість, але також і на енергетичну ефективність автомобілів. Повнопривідні двовісні автомобілі мають, як правило, один з двох ведучих мостів (зазвичай передній), що відключається. Це обумовлено складністю регулювання розподілу крутних моментів між переднім та заднім мостами при механічній трансмісії. При наявності переднього ведучого мосту, що вимикається це може призвести до заносу автомобіля на слизькій дорозі.

Поява електромобілів та гібридних автомобілів з приводом на окремі осі чи колеса відкриває можливості розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами. Безступеневе плавне управління електромоторами дозволяє не відключати привод одного з мостів навіть на

дорогах з високим коефіцієнтом опору кочення коліс. При цьому існує раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами, що забезпечує максимальний коефіцієнт корисної дії ходової частини автомобіля.

Енергоефективність колісного рушія визначається його коефіцієнтом корисної дії (ККД).

В роботі [74] отримана залежність для визначення ККД одиночного ведучого колеса, що має такий вигляд

$$\eta_{\kappa}^{\text{MIT}} = \eta_{f\kappa}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} = \left(1 - \frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right) \left[1 - \frac{M_{\kappa}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}\right)\right] \quad (2.59)$$

де $\eta_{f\kappa}^{\text{MIT}}$ – миттєвий силовий ККД колеса,

$$\eta_{f\kappa}^{\text{MIT}} = 1 - \frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}}; \quad (2.60)$$

$M_{f\kappa}$ – момент опору коченню колеса,

$$M_{f\kappa} = R_{\text{зк}} \cdot \alpha = R_{\text{зк}} \cdot f \cdot r_{\text{д}}; \quad (2.61)$$

$R_{\text{зк}}$ – нормальна реакція дороги на колесі;

f – коефіцієнт опору коченню;

α – коефіцієнт тертя кочення;

$r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса;

M_{κ} – крутний момент на колесі;

$\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$ – миттєвий пружний ККД колеса,

$$\eta_{\text{пружк}}^{\text{мит}} = \frac{r_{\kappa}}{r_{\partial}} = 1 - \frac{M_{\kappa}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{f\kappa}}{M_{\kappa}} \right); \quad (2.62)$$

r_{κ} — кінематичний радіус колеса;

$C_{\text{кут}}$ — кутова жорсткість шини.

В роботі [74] отримано аналітичний вираз для визначення ККД колісного рушія, що містить n_1 ведених коліс та n_2 ведучих коліс.

$$\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = \left[1 - \frac{M_{\kappa 2}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{R_{z2} f r_{\partial}}{M_{\kappa 2}} \right) \right] \left[n_2 \left(1 - \frac{R_{z2} f r_{\partial}}{M_{\kappa 2}} \right) \right] -$$

$$- n_1 \frac{R_{z1} f r_{\partial} \omega_{\kappa 2}}{\eta_{\text{тп}}^{\text{мит}} N_e} \left\{ 1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{\text{кут}}}{f R_{z1} r_{\partial}}} \right\}, \quad (2.63)$$

де R_{z1} — нормальна реакція дороги на ведених колесах;

$\omega_{\kappa 2}$ — кутова швидкість ведучих коліс;

$R_{z2}, M_{\kappa 2}$ — нормальна реакція дороги та крутний момент на ведучому колесі;

$\eta_{\text{тп}}^{\text{мит}}$ — миттєвий ККД трансмісії.

Однак в роботі [72] не розглядається вплив вибору розподілу крутних моментів між колесами передньої та задньої осі на ККД колісного рушія.

Ціллю дослідження є покращення енергоефективності двовісних автомобілів шляхом раціонального вибору коефіцієнта розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для досягнення поставленої цілі необхідно визначити залежність для розрахунку ККД колісного рушія повнопривідного двовісного автомобіля.

Для двовісного повнопривідного автомобіля рівняння (2.63) матиме наступний вигляд

$$\eta_{руч}^{mut} = \beta_m \left(1 - \frac{M_{fn}}{\beta_m M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \right) \left[1 - \beta_m \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{M_{fn}}{\beta_m M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \right) \right] + (2.64)$$

$$+ (1 - \beta_m) \left(\frac{M_{f3}}{(1 - \beta_m) M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \right) \left[1 - \frac{(1 - \beta_m) M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}{C_{кут}} \left(1 - \frac{M_{f3}}{(1 - \beta_m) M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \right) \right],$$

де $M_{fn}; M_{f3}$ – сумарні моменти опору коченню передніх і задніх коліс;

M_e – ефективний крутний момент рушія;

U_{mp} – передатне число трансмісії;

β_m – коефіцієнт розподілу сумарного крутного моменту на передню вісь автомобіля,

$$\beta_m = \frac{M_{кп}}{M_{кп} + M_{к3}},$$

(2.65)

$M_{кп}; M_{к3}$ – сумарні крутні моменти на колесах передньої та задньої осей автомобіля, відповідно.

Вираз (2.64) перетворюємо до виду

$$\eta_{руч}^{mut} = b_1 b_2 - a_1 a_2 - \beta_m^2 (a_3 + b_3) + \beta_m (a_2 + a_1 a_3 - b_2 + b_1 b_3), \quad (2.66)$$

де $a_1; a_2; a_3; b_1; b_2; b_3$ – коефіцієнти,

$$a_1 = \frac{M_{fn}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \quad (2.67)$$

$$a_2 = 1 + \frac{M_{fn}}{C_{кут}}; \quad (2.68)$$

$$a_3 = \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}{C_{кут}}; \quad (2.69)$$

$$b_1 = 1 - \frac{M_{f3}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}; \quad (2.70)$$

$$b_2 = 1 + \frac{M_{f3}}{C_{кут}} - \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}{C_{кут}}; \quad (2.71)$$

$$b_3 = \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}}{C_{кут}} = a_3. \quad (2.72)$$

Умовою отримання екстремуму функції $\eta_{руш}^{mut}(\beta_m)_\epsilon$ рівність нулю її похідної

$$\frac{\partial \eta_{руш}^{mut}}{\partial \beta_m} = (a_2 + a_1 a_3 - b_2 + b_1 b_3) - 2(a_3 + b_3) \beta_m = 0 \quad (2.73)$$

Звідки знаходимо

$$(\beta_m)_{opt} = \frac{a_2 + a_1 a_3 - b_2 + b_1 b_3}{2 + (a_3 + b_3)}. \quad (2.74)$$

Після підстановки співвідношень (2.67)-(2.72) у рівняння (2.74) отримаємо

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left(1 + \frac{M_{f1} - M_{f3}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{mut}} \right). \quad (2.75)$$

Друга похідна функції $\eta_{руш}^{mut}(\beta_m)$

$$\frac{\partial^2 \eta_{руи}^{мит}}{\partial \beta_m} = -2(a_3 + b_3) = -4 \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}}{C_{кут}} < 0. \quad (2.76)$$

Останнє означає, що оптимальне значення $(\beta_m)_{opt}$ відповідає точці максимуму функції $\eta_{руи}^{мит}$, тобто $(\eta_{руи}^{мит})_{max}$.

Після підстановки виразу (2.74) у рівняння (2.66) отримаємо

$$(\eta_{руи}^{мит})_{max} = b_1 b_2 - a_1 a_2. \quad (2.77)$$

Рівняння (2.77) з урахуванням співвідношень (2.67), (2.68), (2.69), (2.70) буде мати вигляд

$$(\eta_{руи}^{мит})_{max} = 1 - \left[\frac{\frac{M_{f1}^2 + M_{f3}^2}{C_{кут}} + M_{f1}^2 + M_{f3}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}} + \frac{M_e n_{mp} \eta_{mp}^{мит} - 2M_{f3}}{C_{кут}} \right] = 1 - (\zeta_{руи}^{мит})_{min}, \quad (2.78)$$

де $(\zeta_{руи}^{мит})_{min}$ — мінімальний миттєвий коефіцієнт колісного рушія,

$$(\zeta_{руи}^{мит})_{min} = \frac{\frac{M_{f1}^2 + M_{f3}^2}{C_{кут}} + M_{f1} + M_{f3}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}} + \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит} - 2M_{f3}}{C_{кут}}. \quad (2.79)$$

Після підстановки виразів (2.67)-(2.72) у рівняння (2.68) отримаємо

$$\eta_{руи}^{мит} = 1 - \left[\frac{\frac{M_{f1}^2 + M_{f3}^2}{C_{кут}} + \frac{M_{f1} + M_{f3}}{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}} - \frac{2M_{f3}}{C_{кут}} + \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}}{C_{кут}}}{+ 2\beta_m^2 \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}}{C_{кут}} - 2\beta_m \left(\frac{M_{f1} - M_{f3}}{C_{кут}} + \frac{M_e U_{mp} \eta_{mp}^{мит}}{C_{кут}} \right)} \right]. \quad (2.80)$$

Моменти опору коченню передніх та задніх коліс можуть бути визначені як:

$$M_{f1} = mfr_{\delta} g \frac{b}{L} \quad (2.81)$$

$$M_{f3} = mfr_{\delta} g \frac{a}{L}, \quad (2.82)$$

де m – маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²;

L – повздовжня колісна база автомобіля;

a, b – відстань від передньої та задньої осей автомобіля до проекції його центра мас на горизонтальну площину, що проходить через вказані осі.

Після підстановки співвідношень (2.81) та (2.82) у рівняння (2.80) отримаємо

$$\eta_{\text{мит}} = 1 - \left[\frac{\frac{m^2 g^2 f^2 r_{\delta}^2 (a^2 + b^2)}{L^2 C_{\text{кут}} M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}} + \frac{mgfr_{\delta}}{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}} - \frac{2mgfr_{\delta}}{LC_{\text{кут}}} + \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}}{C_{\text{кут}}} + \frac{2\beta_m}{C_{\text{к.м.}}} \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}}{C_{\text{кут}}} \left(\frac{mgfr_{\delta} (b-a)}{LC_{\text{к.м.}}} + \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}}{C_{\text{кут}}} \right) \right]. \quad (2.83)$$

Порівнюючи між собою рівняння (2.78) та (2.80), отримаємо

$$\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = (\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}})_{\text{max}} - \Delta \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}, \quad (2.84)$$

де $\Delta \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ – абсолютне зниження ККД колісного рушія за рахунок неоптимального вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми ведучими мостами,

$$\Delta \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = 2\beta_m^2 \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}}{C_{\text{кут}}} - 2\beta_m \left(\frac{M_{f1} - M_{f3}}{C_{\text{кут}}} + \frac{M_e U_{\text{мп}} \eta_{\text{мп}}^{\text{мит}}}{C_{\text{кут}}} \right). \quad (2.85)$$

При $\beta_m = (\beta_m)_{opt}$ величина $\Delta\eta_{руш}^{mit} = 0$.

Після підстановки рівнянь (2.86) та (2.87) у вираз (2.75) отримаємо

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{mgfr_o(b-a)}{LM_e U_{np} \eta_{np}^{mit}} \right] \quad (2.86)$$

Аналіз рівняння (2.86) дозволяє зробити наступні висновки:

– параметри $m, f, b-a, M_e, U_{np}$ змінюються в процесі експлуатації; це означає, що для отримання максимального ККД колісного рушія величина $(\beta_m)_{opt}$ повинна змінюватися;

– для автомобілів з механічною трансмісією зміна $(\beta_m)_{opt}$ є важкою технічною задачею, що потребує створення роздавальної коробки з розподілом крутних моментів, що змінюються між переднім та заднім мостами.

– поява електромобілів та автомобілів з комбінованим електромеханічним роздільним приводом передніх та задніх коліс відкриває великі можливості для підвищення миттєвого ККД колісного рушія за рахунок безступеневого управління струмом в ланцюгах передніх та задніх електродвигунів.

Розглянемо режим усталеного руху автомобіля з роздільним управлінням передніми та задніми електромоторами, а також режим розгону.

В режимі усталеного руху автомобіля

$$M_e U_{np} \eta_{np}^{mit} / r_o = P_{тяг\Sigma} = \frac{N_e \eta_{np}^{mit}}{V_a}, \quad (2.87)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля, м/с.

Після підстановки (2.87) в (2.86) визначимо

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{mgf(b-a)V_a}{LN_e \eta_{mp}^{mut}} \right]. \quad (2.88)$$

З виразу (2.88) видно, що в процесі експлуатації необхідно забезпечувати роботу пристрою, що змінює розподіл крутних моментів між осями, який використовує датчики нормальних навантажень на передню та задню осі, швидкості автомобіля та ефективної потужності двигуна. Кількість датчиків можна зменшити, якщо зв'язати між собою ефективну потужність, що розвиває двигун та опір руху автомобіля. При допущенні того, що втрати потужності в шинах входять до загальних втрат трансмісії визначимо [24]

$$N_e \eta_{mp}^{mut} = P_w \cdot V_a. \quad (2.89)$$

де P_w – сила аеродинамічного опору руху автомобіля [21],

$$P_w = \frac{C_x}{2} \cdot \rho F V_a^2; \quad (2.90)$$

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – густина повітря;

F – мідель автомобіля.

Після підстановки (2.90) в (2.89), а потім в (2.88) отримаємо

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{2mgf(b-a)}{C_x \rho F V_a L} \right]. \quad (2.91)$$

На рис. 2.5 представлені графіки залежності $(\beta_m)_{opt} = F_1(V_a)$, отримані при різних значеннях коефіцієнта f опору коченню коліс автомобіля з наступними параметрами: $C_x = 0,375$; $F = 1,777 \text{ м}^2$; $m = 190 \text{ кг}$; $L = 2,36 \text{ м}$; $a = 1,036 \text{ м}$; $b = 1,324 \text{ м}$.

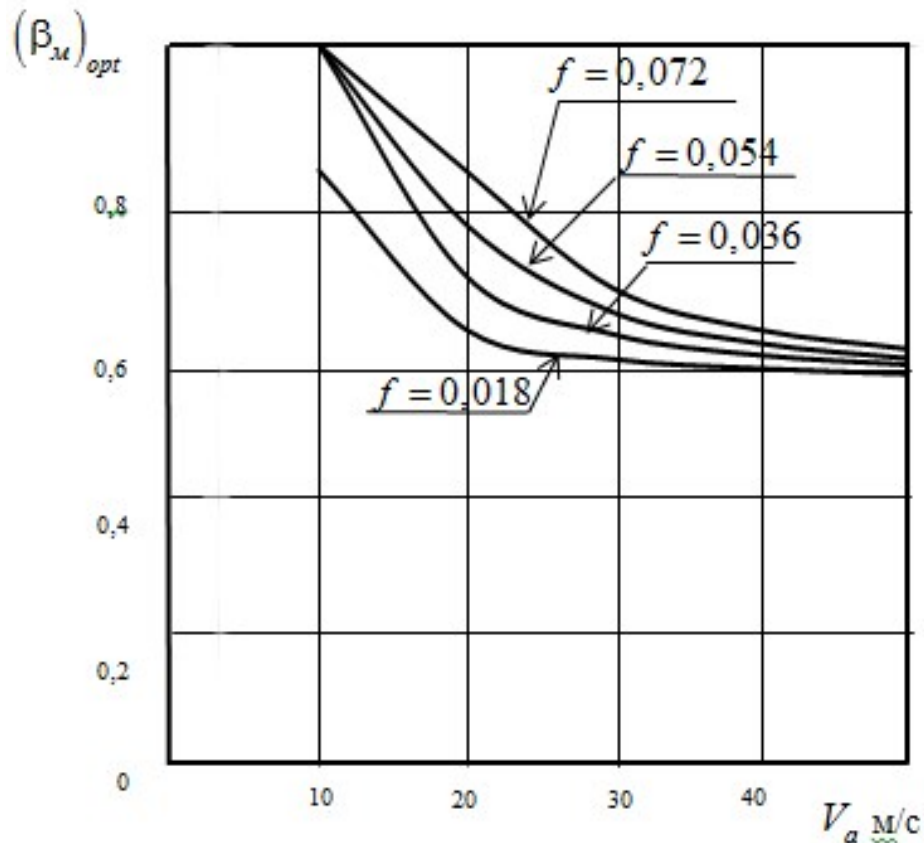


Рисунок 2.5 – Залежність $(\beta_m)_{opt} = F_1(V_a)$ для автомобіля з параметрами: $C_x = 0,375$; $F = 1,777 \text{ м}^2$; $m = 190 \text{ кг}$; $L = 2,36 \text{ м}$; $a = 1,036 \text{ м}$; $b = 1,324 \text{ м}$ при різних значеннях коефіцієнта f опору коченню коліс

Як видно з вказаних графіків, на малих швидкостях руху автомобіля значення коефіцієнта $(\beta_m)_{opt}$ значно перевищує величину 0,5, наближаючись до значень, близьких до одиниці. Це означає, що для автомобіля, що розглядається, при русі до швидкості $V_a = 10 \text{ м/с}$ (36 км/год) задній міст повинен бути відключеним. В інтервалі швидкостей 10-30 м/с (36-108 км/год) на передніх колесах повинні створюватися великі по відношенню до задніх

колесам крутні моменти. При швидкостях руху автомобіля більше 30м/с (108 км/год) на передніх та задніх колесах можна створювати різні крутні моменти.

Виконання вказаних умов, яке легко реалізується на автомобілях з роздільним електроприводом передніх та задніх коліс, дозволяє отримати максимальне значення ККД колісного рушія, покращити динаміку автомобіля та зменшити розхід енергії на рух з постійною швидкістю.

З виразу (2.88) видно, що параметрами при експлуатації автомобіля, що змінюється є m , f , $(b-a)$ та швидкість V_a . Зі збільшенням швидкості автомобіля V_a відбувається зменшення долі крутного моменту на передній осі та збільшення зазначеної долі на задній осі. При $a=b$, $(\beta_m)_{opt} = 0,5$ при будь-якій масі m , швидкості V_a та коефіцієнті опору коченню f .

При розгоні автомобіля

$$N_e \cdot \eta_{mp}^{sum} = V_a (P_w + \dot{V}_a), \quad (2.92)$$

де $\dot{V}_a$ – лінійне прискорення автомобіля.

$$M_{fп} - M_{f3} = \frac{1}{L} \left[mgf r_\delta (b-a) + 2m \dot{V}_a \frac{h-r_\delta}{L} f r_\delta \right]. \quad (2.93)$$

При розгоні автомобіля вираз (2.86) прийме вигляд

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{f r_\delta g (b-a) + 2 \dot{V}_a (h-r_\delta)}{\frac{C_x}{2m} \rho F V_a^2 + \dot{V}_a} \right]. \quad (2.94)$$

При розгоні необхідно також брати до уваги лінійне прискорення автомобіля. Отримане рівняння (2.91) дозволить в подальшому розробити систему управління розподілом крутних моментів між передніми та задніми колесами, що управляються електродвигунами. Це дозволить підвищити ККД колісного рушія та покращити енергоефективність електромобілів та гібридних автомобілів.

Отримана математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля дозволила шляхом її оптимізації визначити коефіцієнт раціонального розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для автомобілів, у яких центр мас розташований посередині між передніми та задніми колесами максимальний ККД колісного рушія може бути реалізованим при рівному розподілі крутних (тягових) моментів між передньою та задньою осями в процесі встановленого руху.

В процесі експлуатації автомобілів при $a \neq b$ параметри $m, f, b-a; M_e; U_{mp}$ можуть змінюватися, що за умовою отримання $(\eta_{руш}^{mit})_{\max}$ потребує регулювання величини β_m . Для автомобілів з механічною трансмісією це є складною технічною задачею, але для електромобілів та гібридних автомобілів з розділеним приводом від електромоторів передніх та задніх коліс це відкриває широкі можливості. При регулюванні величини току можна здійснювати регулювання крутних моментів.

2.4 Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергоефективність двовісного автомобіля

Поява в другій половині минулого століття передньопривідних легкових автомобілів ознаменувала появу нової ери в світовому автомобілебудуванні. Прагнення більш повно використовувати довжину автомобіля та забезпечити безпеку руху при високих експлуатаційних

швидкостях призвело до збільшення автомобілів з двигуном розташованим спереду та приводом на передні колеса. Низкою авторів наголошувалося те, що передня установка двигуна в поєднанні з приводом на передні колеса дозволяє підвищити вібростійкість та ККД моторно-трансмісійної установки, що підвищує енергетичну ефективність автомобіля. В цій статті, на основі раніше отриманої авторами залежності для розрахунку миттєвого ККД колісного рушія, доведено, що передньопривідні автомобілі мають більш високе значення вказаного показника.

Переваги передньопривідних легкових автомобілів показані у відомих роботах. Легкові автомобілі з таким компонуванням мають місткий багажник та високий коефіцієнт використання довжини. Через те, що веденими є задні колеса, автомобілі з передньопривідною компонувальною схемою мають (в порівнянні з іншими компонуваннями) більш високу бокову стійкість проти занесення у тяговому режимі руху. Результати досліджень [21] показали, що з урахуванням росту потужностей двигунів та швидкостей руху автомобілів, задньопривідні автомобілі не відповідають вимогам стійкості після 2010 року. Це підтверджується також вимогами стандартів низки європейських країн, Ізраїлем, котрі регламентують встановлення системи динамічної стабілізації (ESP) на автомобілі для перевезення пасажирів (також з 2010 року).

Використання нетрадиційного підходу до тягового розрахунку автомобіля, запропоновано в роботі [24], дозволило отримати аналітичний вираз (1.9) для отримання миттєвого ККД колісного рушія, що має n_1 ведених коліс та n_2 ведучих коліс. Також автором було перетворено цю формулу до вигляду (2.78). Однак не було проведено порівняння миттєвих ККД колісних рушіїв передньо- та задньопривідних автомобілів, що не дозволило порівняти їх енергетичну ефективність.

Проведемо порівняння енергетичної ефективності передньопривідних та задньопривідних двовісних автомобілів по миттєвому коефіцієнту корисної дії колісного рушія.

Сумарний крутний момент підведений до коліс виразимо через коефіцієнт використання зчпної ваги $m_{вук}$ автомобіля

$$M_{\kappa\Sigma} = M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{mit} = m_{вук} m \varphi g, \quad (2.95)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Після підстановки (2.95) в (2.77) та перетворень, отримаємо

$$\eta_{руи}^{mit} = 1 - \frac{f}{m_{вук} \varphi} - \frac{m_{вук} m g \varphi R_d}{C_{кут}} \left\{ 1 + 2 \left[\beta_m^2 - \beta_m \left(1 + \frac{f}{m_{вук} \cdot \varphi} \frac{b-a}{L} \right) - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{вук} \varphi} \right] \right\}. \quad (2.96)$$

Рівняння (2.96) для задньопривідного автомобіля (при $\beta_m = 0$) прийме вигляд:

$$\left(\eta_{руи}^{mit} \right)_{зп} = 1 - \frac{f}{m_{вук} \varphi} - \frac{m_{вук} m g \varphi R_d}{C_{кут}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{вук} \varphi} \right). \quad (2.97)$$

Для передньопривідного автомобіля ($\beta_m = 1$) рівняння (2.96) перетворюється наступним чином

$$\left(\eta_{руи}^{mit} \right)_{пп} = 1 - \frac{f}{m_{вук} \varphi} - \frac{m_{вук} m g \varphi R_d}{C_{кут}} \left(1 - 2 \frac{b}{L} \frac{f}{m_{вук} \varphi} \right). \quad (2.98)$$

Енергетична ефективність передньопривідного автомобіля буде вищою, ніж задньопривідного у випадку

$$\left(\eta_{руи}^{mit} \right)_{пп} > \left(\eta_{руи}^{mit} \right)_{зп}. \quad (2.99)$$

Після підстановки виразів (2.97) та (2.98) в нерівність (2.99), отримаємо:

$$1 - \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} - \frac{m_{\text{вук}} mg \varphi R_{\partial}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - 2 \frac{b}{L} \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \right) > 1 - \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} - \frac{m_{\text{вук}} mg \varphi R_{\partial}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \right). \quad (2.100)$$

З нерівності (2.100) знаходимо

$$\frac{mgfR_{\partial}}{C_{\text{кут}}} \left(\frac{3b}{L} - 1 \right) > 0. \quad (2.101)$$

Умова (2.101) виконується при

$$\frac{b}{L} > \frac{1}{3}. \quad (2.102)$$

Нерівність (2.102) виражає умову при якій передньопривідні автомобілі будуть мати більш високе значення миттєвого ККД колісного рушія.

На вантажних автомобілях встановлюють здвоєні шини на колеса задньої осі; при цьому сумарна кругова жорсткість $C_{\text{кут}}$ збільшується вдвоє та рівняння (2.97) прийме вигляд

$$\left(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} \right)_{\text{зп}}^1 = 1 - \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} - \frac{m_{\text{вук}} mg \varphi R_{\partial}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \right). \quad (2.103)$$

Умова (2.99) в цьому випадку:

$$\left(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} \right)_{\text{пп}} > \left(\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} \right)_{\text{зп}}^1. \quad (2.104)$$

Підставляючи (2.99) та (2.103) у вираз (2.104), отримаємо:

$$1 - \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} - \frac{m_{\text{вук}} mg \varphi R_{\partial}}{C_{\text{кут}}} \left(1 - 2 \frac{b}{L} \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \right) > 1 - \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} - \frac{m_{\text{вук}} mg \varphi R_{\partial}}{2C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \right). \quad (2.105)$$

Звідки визначаємо умову отримання більш високого ККД колісного рушія передньопривідного двовісного автомобіля зі здвоєними задніми шинами.

$$m_{\text{вук}} < \frac{f}{\varphi} \left(5 \frac{b}{L} - 1 \right). \quad (2.106)$$

Звідки знаходимо:

$$\frac{b}{L} > 0,2 \left(1 + m_{\text{вук}} \frac{\varphi}{f} \right). \quad (2.107)$$

З умови того, що $\frac{b}{L}$ не може бути більше одиниці, визначимо з нерівності (2.107)

$$m_{\text{вук}} \leq 9 \frac{f}{\varphi}. \quad (2.108)$$

В таблиці 2.2 для різних типів шляху [75] наведені максимальні значення коефіцієнта використання зчіпної ваги при якому ККД колісного рушія передньопривідного автомобіля зі здвоєними задніми шинами буде вище, ніж у задньопривідного.

Приймаючи $m_{\text{вук}} = (m_{\text{вук}})_{\text{max}}$ визначимо мінімальне значення

$$\left(\frac{b}{L} \right)_{\text{min}} = 0,2 \left[1 + (m_{\text{вук}})_{\text{max}} \frac{\varphi}{f} \right], \quad (2.109)$$

Таблиця 2.2 – Максимальні значення коефіцієнта використання ваги

Тип шляху	F	φ	f / φ	$(m_{\text{вик}})_{\text{max}}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,025	0,228
Гравійно-щебенева дорога	0,025	0,57	0,044	0,395
Бруківка	0,030	0,45	0,067	0,600
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	0,067	0,600
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,238	1,00*
Пісок	0,200	0,70	0,286	1,00*
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	0,109	0,984

*При $(m_{\text{вик}})_{\text{max}} > 1$ в таблиці 2.2 приймалося $(m_{\text{вик}})_{\text{max}} = 1$.

при якому енергетична ефективність колісного рушія передньопривідного двовісного автомобіля зі здвоєними задніми колесами буде вище ніж задньопривідного.

В таблиці 2.3 наведений розрахунок параметра $\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}}$ для різних типів доріг.

Аналізуючи результати розрахунку, наведені в таблиці 2, можна зробити такий висновок: при встановленні на задню осі двовісного автомобіля здвоєних шин привод потрібно здійснювати на задні або на всі колеса.

На рис. 2.6 наведені графіки залежності $\eta_{\text{рх}}^{\text{мт}}(\beta_{\text{м}})$, побудовані з використанням залежності (2.96) при різних значеннях коефіцієнта використання зчіпної маси для умовного автомобіля.

Таблиця 2.3 – Розрахунок параметрів $\left(\frac{b}{L}\right)_{\min}$ для різних типів шляху [75]

Тип шляху	F	φ	$\frac{\varphi}{f}$	$(m_{\text{вик}})_{\max}$	$\left(\frac{b}{L}\right)_{\min}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	39,41	0,228	1,0*
Гравійно-щебенева дорога	0,025	0,57	22,80	0,395	1,0*
Бруківка	0,030	0,45	15,00	0,600	1,0*
Суша ґрунтова дорога	0,040	0,60	15,00	0,600	1,0*
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	4,20	1,00*	1,0*
Пісок	0,200	0,70	3,50	1,00*	0,9
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	9,14	0,984	1,0*

*В таблиці 2.3 при $\left(\frac{b}{L}\right)_{\min} > 1$ приймалося $\left(\frac{b}{L}\right)_{\min} = 1$.

Аналіз графіків залежності, наведених на рис. 2.6 показує, що функція $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}(\beta_m)$ має максимум. Зі збільшенням коефіцієнта використання зчіпної ваги автомобіля $m_{\text{вик}}$ відбувається збільшення коефіцієнта корисної дії колісного рушія. При малих значеннях $m_{\text{вик}} = 0,2$; $m_{\text{вик}} = 0,4$ величина $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ практично не залежить від коефіцієнта β_m розподілу крутних моментів на передню вісь.

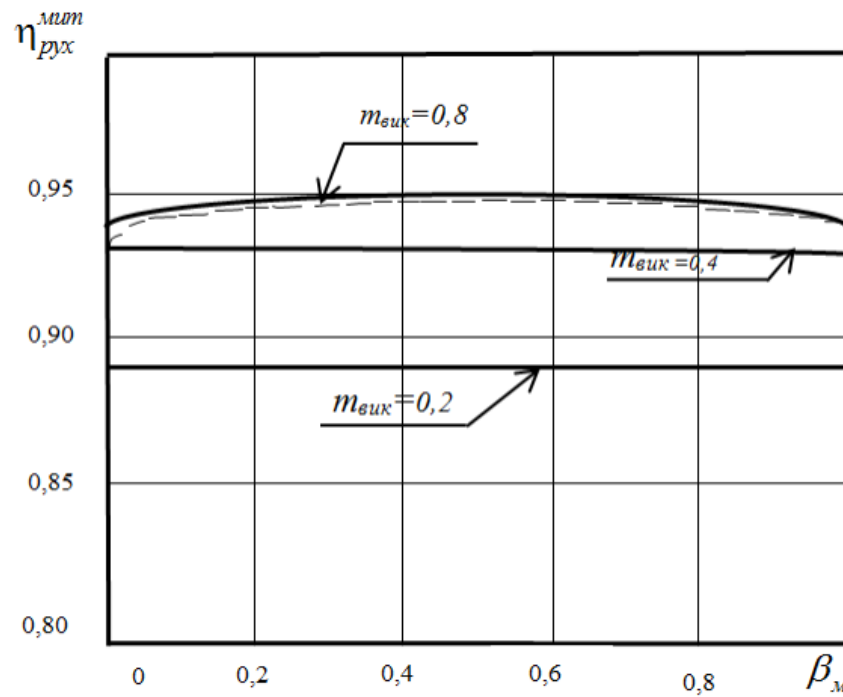


Рисунок 2.6 – Залежність $\eta_{\text{пук}}^{\text{мин}}(\beta_m)$ при різному коефіцієнті використання

зчіпної ваги $m_{\text{вук}}$ умовного автомобіля: $m = 1000$ кг;

$$\varphi = 0,8; f = 0,018; \frac{b}{L} = 0,55; \frac{a}{L} = 0,45; C_{\text{кут}} = 50000 \text{ Н.м/рад.}$$

Визначене оптимальне значення коефіцієнта β_m розподілу крутних моментів на передню вісь

$$(\beta_m)_{\text{opt}} = 0,5 \left[1 + \frac{mgfR_o(a-b)}{LM_e U_{\text{mp}} \eta_{\text{mp}}^{\text{мин}}} \right]. \quad (2.110)$$

Після підстановки відношення (2.95) у вираз (2.110), вираз (2.110) прийме вигляд

$$(\beta_m)_{\text{opt}} = 0,5 \left[1 + \frac{f}{m_{\text{вук}} \varphi} \frac{b-a}{L} \right]. \quad (2.111)$$

Рівняння (2.96) після підстановки у нього $\beta_m = (\beta_m)_{opt}$ дозволяє визначити максимальне значення миттєвого ККД колісного рушія двовісного автомобіля

$$(\eta_{руш}^{мит})_{max} = \left(1 - \frac{f}{m_{вук} \Phi}\right) \left[1 - \frac{m_{вук} \Phi g m R_\partial}{C_{кут}} \left(1 + \frac{f}{M_{вук} \Phi} \frac{b-a}{L}\right)\right]. \quad (2.112)$$

Функція $(\eta_{руш}^{мит})_{max}$ по аргументу $m_{вук}$ має оптимум, який визначається відомим методом при

$$\frac{\partial}{\partial m_{вук}} (\eta_{руш}^{мит})_{max} = 0. \quad (2.113)$$

Диференціюючи функцію (2.112), отримаємо

$$\frac{\partial}{\partial m_{вук}} (\eta_{руш}^{мит})_{max} = \frac{f}{\Phi} \frac{1}{m_{вук}^2} \left(1 - \frac{mgfR_\partial}{C_{кут}} \frac{b-a}{L}\right) - \frac{m\Phi g R_\partial}{C_{кут}} = 0. \quad (2.114)$$

Із рівняння (2.114) знаходимо

$$(m_{вук})_{opt} = \sqrt{\frac{f \left(\frac{C_{кут}}{m\Phi g R_\partial} - \frac{f}{\Phi} \frac{b-a}{L} \right)}{1}}. \quad (2.115)$$

Друга похідна функції (1.112) по $m_{вук}$

$$\frac{\partial^2}{\partial m_{вук}^2} (\eta_{руш}^{мит})_{max} = -2 \frac{f}{\Phi} \frac{1}{m_{вук}^3} \left(1 - \frac{mgfR_\partial}{C_{кут}} \frac{b-a}{L}\right). \quad (2.116)$$

Оскільки величина $m_{вук}$ завжди позитивна, то максимум функції (2.112) в точці $m_{вук} = (m_{вук})_{opt}$ буде при негативній правій частині виразу (2.116), а

мінімум – при позитивній. Таким чином (див. праву частину виразу (2.16)), умовою отримання максимуму буде наступне

$$\frac{mgfR_0}{C_{\text{кут}}} \frac{b-a}{L} < 1, \quad (2.117)$$

а умовою мінімуму

$$\frac{mgfR_0}{C_{\text{кут}}} \frac{b-a}{L} > 1. \quad (2.118)$$

Таким чином, можливо зробити наступні висновки:

- в результаті проведеного дослідження показано, що ККД колісного рушія двовісного автомобіля можна підвищити за рахунок раціонального вибору та регулювання розподілу тягових моментів між передніми та задніми мостами;
- отримані аналітичні вирази дозволяють проводити оцінку енергетичної ефективності колісного рушія по величині миттєвого ККД передньопривідних та задньопривідних автомобілів;
- порівняльний аналіз енергетичної ефективності передньо- та задньопривідних автомобілів показав, що $b/L > 1/3$ основний передній привод буде забезпечувати більш високе значення ККД колісного рушія;
- при встановленні на задні колеса двовісних автомобілів здвоєних шин привод слід здійснювати або на задні, або на всі колеса;
- проведені дослідження показали, що при виконанні умови (2.116) миттєвий ККД колісного рушія буде мати максимум в точці $m_{\text{вук}} = (m_{\text{вук}})^o_{pt}$, а при виконанні умови (2.118) – мінімум в цій же точці, що визначається з виразу (2.115).

2.5 Висновки за розділом 2

1. Оптимальний аналітичний вираз для оцінювання миттєвого коефіцієнту корисної дії колісного рушія дозволяє у подальшому здійснювати раціональне проектування автомобілів за критеріями енергоефективності. Аналіз отриманого виразу виявив, що при зростанні кількості ведучих коліс і зменшенні, відповідно, кількості ведених ККД колісного рушію збільшується. Зі збільшенням граничного за зчепленням крутного моменту ККД ведучого колеса збільшується.

2. В результаті дослідження, що проведено на прикладі колісного трактора, який рухається по ґрунту, визначено раціональний розподіл крутних моментів між мередніми та задніми колесами. Значення коефіцієнту цього розподілу повинно змінюватися в залежності від опору кочінню ведучих коліс та характеристик ґрунтового полу.

3. При електричному приводі ведучих коліс регулювання коефіцієнту β_m розподілу крутних моментів можливо, а при механічному приводі ведучих коліс керування цим коефіцієнтом β_m можливо шляхом регулювання співвідношення кутових жорсткостей шин передніх і задніх коліс за рахунок внутрішнього тиску повітря в шинах.

4. Оптимальна математична модель коефіцієнту корисної дії колісного рушія двовісного автомобілю дозволила, шляхом її оптимізації, визначити коефіцієнт раціонального розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами при русі по твердій опорній поверхні.

5. Для автомобілів, у яких центр мас розташований посередині між передніми і задніми колесами ($a=b$) максимальний ККД колісного рушія може бути реалізовано при рівному розподілі крутних моментів між передніми та задніми колесами. При $b \neq a$ параметри $m; f; b-a; M_e; U_{tr}$ можуть змінюватися, що за умови отримання максимального миттєвого ККД колісного рушію потребує регулювання β_m . Це для автомобілів з електромотор-колесами не становить проблеми.

6. Отриманий аналітичний вираз дозволяє виконувати оцінювання енергоефективності колісного рушію за величиною миттєвого ККД передньопривідних та задньопривідних двовісних автомобілів. Порівняльний аналіз енергоефективності передньо- та задньопривідних автомобілів показав, що при $b/l > 1/3$ основний передній привід буде забезпечувати більш високе значення миттєвого ККД колісного рушія.

Результати досліджень опубліковано в [1], [2], [4], [7], [9], [11], [15].

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ КОЛІСНОГО РУШІЯ БАГАТОВІСНИХ ТА БАГАТОЛАНКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1 Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів

Ефективність будь-якого автомобіля визначається его тягово-швидкісними властивостями та паливною економічністю. Енергетична ефективність автомобіля визначається ступенем його аеродинамічності, який є предметом основної уваги при проектуванні форми його кузова.

Сила аеродинамічного опору та частина потужності двигуна, що витрачається на її подолання, залежить від коефіцієнта лобового опору та площі лобового перерізу (міделя) автомобіля. Довжина кузова автомобіля в цьому випадку в розрахунку не враховується, це дозволяє підвищити продуктивність та знизити собівартість перевезень за рахунок застосування довгобазних та багатовісних автомобілів, а також автомобільних поїздів.

Максимальна швидкість руху автомобіля $V_{\max}$ залежить від максимальної ефективної потужності двигуна $N_{e\max}$ та сили аеродинамічного опору. Якщо прийняти, що втрати на опір коченню ведучих коліс є внутрішніми втратами потужності в механізмі ходової частини [23], а ККД колісного рушія є компонентом миттєвого ККД трансмісії, то з рівності

$$N_{e\max} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = P_w \cdot V_{\max}, \quad (3.1)$$

де $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ — миттєвий ККД трансмісії автомобіля;

$\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ — миттєвий ККД колісного рушія;

P_w — сила аеродинамічного опору.

В роботі [83] запропонована нова формула для розрахунку сили аеродинамічного опору руху автомобіля

$$P_w = \frac{A_w}{2} S \cdot F \cdot V_a^{2-n}, \quad (3.2)$$

де A_w – коефіцієнт, чисельно рівний коефіцієнту аеродинамічного опору C_x при швидкості автомобіля $V_a = 1$ м/с;

n – показник ступеня в залежності $C_x(V_a)$ [83],

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \quad (3.3)$$

S – щільність повітря.

Визначено, що величина A_w може знаходитися в межах від $1,8 \left(\frac{m}{c}\right)^n$ до $11,41 \left(\frac{m}{c}\right)^n$ в залежності від виду, класу та форми кузова автомобіля. Показник ступеня n може змінюватися від величини 0,8 до величини 1,3 також в залежності від виду, класу та форми кузова автомобіля. Максимальна сила аеродинамічного опору виникає при максимальній швидкості. У цьому випадку

$$P_{w\max} = \frac{A_w}{2} S \cdot F \cdot V_{\max}^{2-n}; \quad (3.4)$$

Після підстановки (3.4) в (3.1) знаходимо максимальну швидкість автомобіля

$$V_{\max} = \sqrt[n]{\frac{2 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}}{A_w \cdot S \cdot F}}. \quad (3.5)$$

Формула (3.5) справедлива при відсутності обмеження частоти обертання колінчастого валу і відповідних значеннях передатного числа трансмісії.

Рівняння (1.5) з урахуванням співвідношень (3.1) та (3.4) прийме вигляд

$$E_w = \frac{m_{\text{п}}}{A_w \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} \cdot V_{\max}^{n-1}. \quad (3.6)$$

Аналіз отриманого рівняння (3.6) показує, що збільшення параметрів A_w та F призводить до зменшення показника енергетичної ефективності автомобіля. Збільшення повної маси $m_{\text{п}}$, ККД трансмісії $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ та колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ веде до підвищення енергетичної ефективності автомобіля. Цікавий вплив швидкості автомобіля. При аеродинамічному параметрі $n > 1$ зі зростанням максимальної швидкості автомобіля $V_{\max}$ відбувається підвищення показника E_w , а при $n < 1$, навпаки – зниження. При $n = 1$ максимальна швидкість автомобіля $V_{\max}$ не впливає на E_w .

Потрібно відмітити, що габаритна довжина автомобіля не враховується у виразах (3.4), (3.6). Це означає, що збільшуючи довжину автомобіля, можна збільшити кількість вантажу, що перевозиться (його масу $m_{\text{ван}}$). Станеться тільки зниження ККД колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ за рахунок збільшення сили опору коченню коліс. В роботі [73] показано, що на аеродинамічний опір руху автомобіля може впливати не тільки маса вантажу, що перевозиться, але і його розташування. Таким чином, вираз (3.6) дозволяє отримати однакові значення E_w для автомобілів з однаковими параметрами A_w , n , F , $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$, $V_{\max}$, $N_{e\max}$, але маючи різну поздовжню базу L . Однак слід не забувати, що

збільшуючи базу L автомобіля та підвищуючи показник E_w , ми знижуємо показники маневреності, що залежать від L .

Якщо використовувати багатовісний автомобіль, то при тих же параметрах N_{emax} , A_w , n , F , $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ ККД колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ буде менше та показник E_w , буде нижче, чим у двовісного автомобіля.

Для автомобільного поїзда вираз (3.6) прийме вигляд

$$E_{\text{вп}} = \frac{m_{\text{п}} + \sum_{i=1}^k m_{\text{при}}}{Q \cdot A_w \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} \cdot \frac{n-1}{V_{\text{max}}} , \quad (3.7)$$

де k – число причіпних ланок;

$m_{\text{при}}$ – маса і-ої причіпної ланки;

Q – коефіцієнт збільшення лобового аеродинамічного опору автомобіля по відношенню до одиночного автомобіля.

В роботі Закіна Я. Х. показано, що приріст коефіцієнта лобового аеродинамічного опору C_x від кожного причепа складає від 31,5 до 23%. Для практичних розрахунків зазначений автор рекомендує використовувати значення 25-26% тобто $Q=1,25-1,26$.

Робота Фаробіна Я.Є., Овчарова В.О. Кравцовой В.О. відрізняється тим, що наявність причепа, незалежно бортового чи фургона, коефіцієнт опору повітря k_v збільшується приблизно на 30%. У сідельного автопоїзда коефіцієнт опору повітря k_v приблизно на 10% вище, чим в одиничного автомобіля. Таким чином, коефіцієнт Q можна представити у вигляді

$$Q = 1,25k, \quad (3.8)$$

та вираз (3.7) прийме вигляд

$$E_{\text{вп}} = \frac{m_{\text{п}} + \sum_{i=1} m_{\text{прі}}}{1,25k \cdot A_{\text{в}} \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{рушп}}^{\text{мит}} \cdot V_{\text{max}}^{n-1} \quad (3.9)$$

Отриманий вираз (3.9) дозволяє провести оцінку енергетичної ефективності автомобільного поїзда.

В результаті проведеного дослідження визначено вплив аеродинамічних параметрів на показник енергетичної ефективності автомобіля. Визначено, що зі зростанням максимальної швидкості автомобіля показник енергетичної ефективності росте при $n > 1$ та падає при $n < 1$. При $n = 1$ максимальна швидкість автомобіля не впливає на показник енергетичної ефективності.

Визначено вплив причіпних ланок на енергетичну ефективність автомобільного поїзда. Зі збільшенням числа причіпних ланок відбувається збільшення маси вантажа, що перевозиться та зменшення ККД колісного рушія автопоїзда.

3.2 Раціональний вибір співвідношення потужності двигунів автомобіля-тягача та активної причіпної ланки

Використання автомобільних поїздів, в порівнянні з одиничним автомобілями, дозволяє підвищити продуктивність та знизити собівартість автомобільних перевезень. Використання активної причіпної ланки, в свою чергу, дозволяє підвищити динамічні властивості автомобільних поїздів, а саме здатність рухатись в заданих дорожніх умовах з певними середніми технічними швидкостями, а також рухатись на підйом. Крім того, використання активної причіпної ланки дозволяє підвищити енергоефективність автомобільних поїздів за рахунок підвищення коефіцієнту корисної дії колісного рушія. Підвищення коефіцієнту корисної дії колісного рушія можливо за рахунок раціонального розподілу

крутних(тягових) моментів і потужності між колесами автомобіля-тягача та причіпної ланки.

Поява автомобілів з електромеханічними силовими установками значно спростило конструкцію автопоїздів з активною причіпною ланкою. Однак в відомій літературі не розглянуте питання раціонального розподілу тягових моментів та, відповідно, потужності двигунів між автомобілем-тягачем та причепом (напівпричепом).

Аналіз застосовуваних конструкцій причепів та напівпричепів, проведений автором у підрозділі 1.4. Розглянуто різноманітні схеми привода ведучих коліс автомобіля тягача та причіпної ланки. Також розглянута схема комбінованого електромеханічного привода коліс причепа (напівпричепа). Однак необхідно розглянути питання визначення ККД колісного рушія та розподілу тягових моментів між колесами автомобіля-тягача та причепа (напівпричепа).

Використання нового підходу до розгляду ходової частини автомобіля [24] як єдиного механізму з дорогою (ланкою-стійкою) дозволило авторам роботи [24] визначити опір коченню коліс як складову частину загальних втрат енергії в трансмісії при передачі потужності від двигуна до ведучих коліс. В роботі [74] отримані аналітичні вирази для визначення ККД одиночного ведучого колеса колісного рушія двовісного автомобіля та багато вісного автомобіля, що містить як ведучі, так і ведені колеса.

В розділі 2 автором визначено раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами двовісного електромобіля, який визначається виразами (2.69) та (2.80).

Добуток $M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{mut}$ у виразі (2.80) для електромобіля дорівнює сумарному крутному моменту $M_{\kappa\Sigma}$ на всіх колесах,

$$M_e U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{mut} = M_{\kappa\Sigma} = M_{\kappa\Pi} + M_{\kappa\Delta} . \quad (3.10)$$

Слід зазначити, що говорячи про раціональний розподіл крутних моментів між осями, ми маємо на увазі оптимальний розподіл для прийнятної цільової функції оптимізації. У вказаних вище роботах [24, 74], а також в інших відомих роботах при розгляді можливості підвищення енергоефективності автомобільних поїздів не визначався раціональний (оптимальний) розподіл крутних моментів (потужності) між колесами автомобілів-тягачів та причіпних ланок.

Будемо виходити з того, що розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами автомобіля-тягача є раціональним, обраним у відповідності з співвідношенням (2.80).

Припустимо, що активна причіпна ланка має дві ведучі осі, розподіл крутних моментів між якими підпорядкований співвідношенню (2.80). У цьому випадку на кожній з ланок автопоїзда окремо реалізовані максимальні коефіцієнти корисної дії колісного рушія. У цьому випадку сумарний коефіцієнт корисної дії автопоїзда буде дорівнювати

$$(\eta_{руш}^{mit})_{\Sigma} = \beta_I (\eta_{руш}^{mit})_{\max I} + (1 - \beta_I) (\eta_{руш}^{mit})_{\max II}, \quad (3.11)$$

де β_I – коефіцієнт розподілу тягових моментів на колеса автомобіля-тягача;

$$\beta_I = \frac{M_{\kappa I}}{M_{\kappa I} + M_{\kappa II}} = \frac{N_{\kappa I}}{N_{\kappa I} + N_{\kappa II}}; \quad (3.12)$$

$M_{\kappa I}; M_{\kappa II}$ – сумарні тягові моменти на колесах автомобіля-тягача та причіпної ланки, відповідно;

$N_{\kappa I}; N_{\kappa II}$ – сумарні моменти на колесах автомобіля тягача та причепа;

$(\eta_{руш}^{мин})_{\max I}; (\eta_{руш}^{мин})_{\max II}$ — максимальні (екстремальні) значення ККД колісного рушія автомобіля-тягача та причіпної ланки, відповідно.

Вказані значення максимального ККД колісного рушія двовісного автомобіля визначені в розділі 2 та знаходяться за формулою

$$\begin{aligned}
 (\eta_{руш}^{мин})_{\max} &= 1 - \left(\frac{\frac{M_{fл}^2}{C_{круз}} + M_{fл} + M_{fз}}{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{мин}} + \frac{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{мин} - 2M_{fз}}{C_{кут}} \right) = \\
 &= 1 - \left[\frac{\frac{m^2 g^2 f^2 \cdot R_\delta^2}{L^2 \cdot C_{круз}} (a^2 + b^2) + m g f \cdot R_\delta}{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{мин}} + \frac{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}^{мин} - 2mgfR_\delta \frac{a}{L}}{C_{кут}} \right].
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Вираз (3.11) для сумарного ККД колісного рушія автопоїзда з урахуванням співвідношень (3.10), (3.13) прийме вид

$$\begin{aligned}
 (\eta_{руш}^{мин})_{\Sigma} &= \beta_I \left\{ 1 - \left[\frac{\frac{m_I^2 g^2 f_I^2 R_{\delta I}^2}{L_I^2 C_{кутI}} (a_I^2 + b_I^2) + m_I g f_I R_{\delta I}}{C_{кутI}} \right] + (1 - \beta_I) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\beta_I \cdot M_{\kappa \Sigma} - 2m_I g f_I \frac{a_I}{L_I} R_{\delta I}}{C_{кутI}} \right\} \\
 &\quad \left\{ 1 - \left[\frac{\frac{m_{II}^2 g^2 f_{II}^2 R_{\delta II}^2}{L_{II}^2 C_{кутII}} (a_{II}^2 + b_{II}^2) + m_{II} g f_{II} R_{\delta II}}{(1 - \beta_I) M_{\kappa \Sigma}} + \frac{(1 - \beta_I) M_{\kappa \Sigma} - 2m_{II} g f_{II} \frac{a_{II}}{L_{II}} R_{\delta II}}{C_{кутII}} \right] \right\}.
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

У виразі (3.14) всі індекси «I» відносяться до автомобіля-тягача, а всі індекси «II» — до причіпної ланки.

Рациональне (оптимальне) значення коефіцієнта β_I розподілу тягових моментів на колеса автомобіля тягача знаходимо за допомогою відомого методу оптимізації

$$\frac{d}{d\beta_i} \left[(\eta_{руи}^{mit})_{\Sigma} \right] = 0. \quad (3.15)$$

Для отримання максимуму функції $(\eta_{руи}^{mit})_{\max \Sigma}$ по β_i необхідно, щоб виконалася нерівність

$$\frac{d^2}{d\beta_i^2} \left[(\eta_{руи}^{mit})_{\Sigma} \right] < 0, \quad (3.16)$$

при значенні $\beta_i = (\beta_i)_{opt}$.

В результаті проведення вказаних дій було визначено, що

$$(\beta_i)_{opt} = \frac{C_{кутI}}{C_{кутI} + C_{кутII}} = \left(1 + C_{кутII} / C_{кутI} \right)^{-1}. \quad (3.17)$$

Цей результат відповідає $(\eta_{руи}^{mit})_{\Sigma} = (\eta_{руи}^{mit})_{\max \Sigma}$, оскільки нерівність (3.16) виконується.

На рис.3.1 наведена залежність $(\beta_i)_{opt}$ відношення сумарної кругової жорсткості шин коліс причіпної ланки та автомобіля-тягача.

З рис.3.1 видно, що зі збільшенням співвідношення $C_{кутII} / C_{кутI}$ відбувається зменшення раціонального значення коефіцієнта $(\beta_i)_{opt}$ розподілу тягових моментів (тягової потужності) на колеса автомобіля-тягача та, відповідно, збільшення частки, що припадає на колеса активного причіпної ланки.

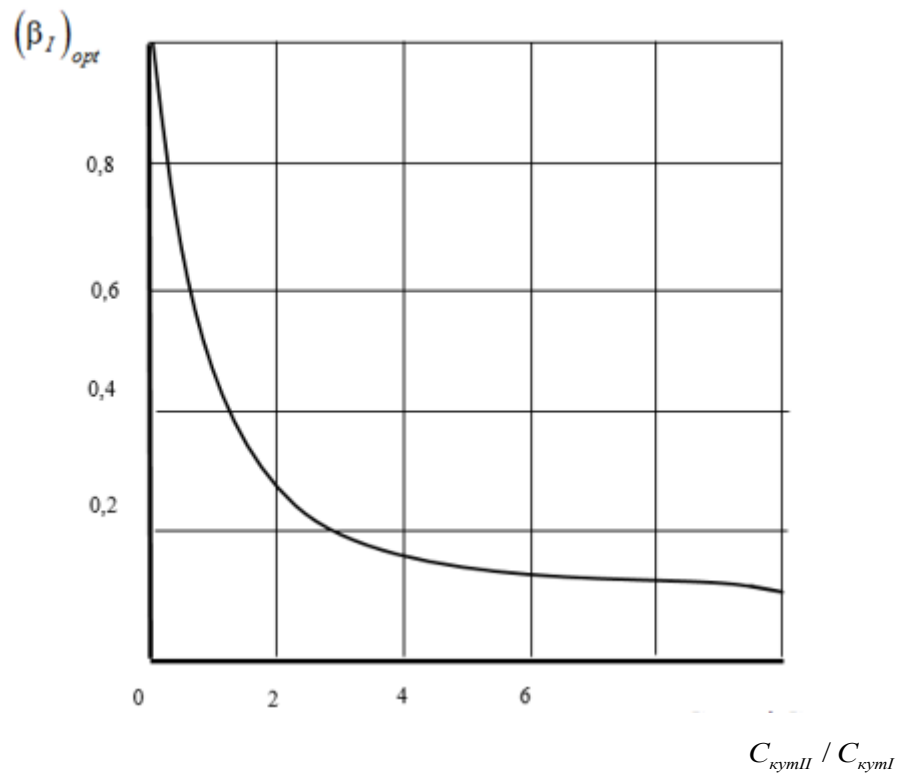


Рисунок 3.1 – Залежність $(\beta_I)_{opt} = F(C_{kumII} / C_{kumI})$

Розглянемо різноманітні варіанти розподілу тягових моментів (потужності) для поєднання автомобілів-тягачів та причепів (напівпричепів) з різним поєднанням числа ведучих коліс (таблиця 3.1). Прийнемо допущення того, що всі колеса автопоїзда мають однакову кругову жорсткість.

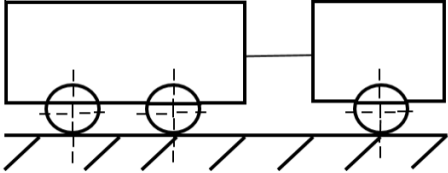
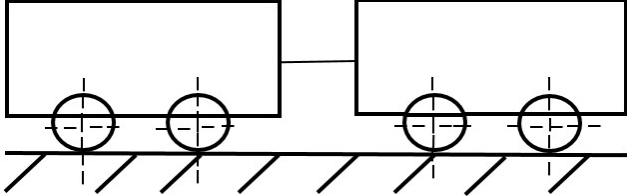
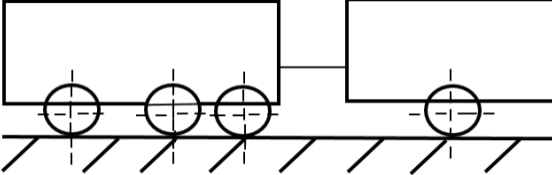
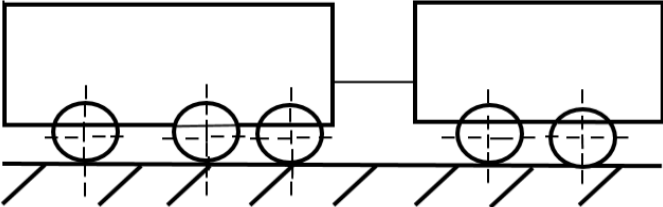
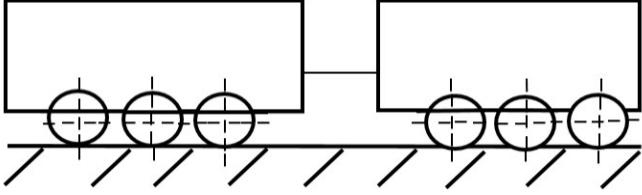
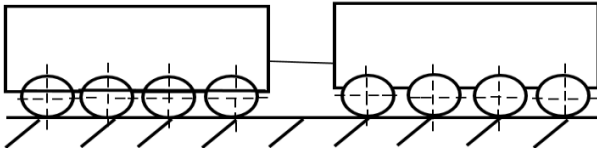
З урахування прийнятого допущення, формулу (3.17) можна представити у вигляді

$$(\beta_I)_{opt} = (1 + n_{II} / n_I)^{-1}, \quad (3.18)$$

де n_I / n_{II} – число коліс автомобіля- тягача та причіпної ланки, відповідно.

Наведені в таблиці 3.1 результати показують, що співвідношення числа ведучих коліс автомобіля-тягача та активної причіпної ланки має суттєвий

Таблиця 3.1 – Вплив схеми ходової частини автомобіля на коефіцієнт $(\beta_t)_{op}$ розподілу тягових моментів (потужності) на колеса автомобіля-тягача

Схема ходової частини автомобіля	$(\beta_t)_{op}$
	0,67
	0,50
	0,75
	0,60
	0,50
	0,50

вплив на вибір раціонального співвідношення тягових моментів на вказаних ланках автопоїздів. Використання запропонованих рекомендацій дозволить підвищити енергоефективність автопоїздів на встановлених режимах руху.

Таким чином, можливо зробити наступні висновки:

- в результаті проведеного дослідження запропонований сумарний коефіцієнт корисної дії рушія в якості показника енергоефективності автомобільного потяга з активним напівприцепом;
- для автопоїздів з електричним та комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс автомобіля-тягача та активної причіпної ланки визначений раціональний коефіцієнт розподілу тягових моментів (тягової потужності) на колеса автомобіля-тягача. Вказаний коефіцієнт залежить від співвідношення сумарної кругової жорсткості шин коліс автомобіля-тягача та причіпної ланки.

3.3 Висновки за розділом 3

1. За результатами дослідження, що проведено, визначено вплив аеродинамічних параметрів на показник енергетичної ефективності транспортних засобів. Визначено, що зі зростанням максимальної швидкості автомобіля при показнику ступеня $n > 1$ показник енергоефективності E_w зростає і, відповідно, знижується при $n < 1$. При $n = 1$ максимальна швидкість транспортного засобу не впливає на показник енергетичної ефективності транспортного засобу E_w .

2. Визначено вплив причіпних ланок на енергетичну ефективність автомобільного потягу. Зі збільшенням кількості причіпних ланок збільшується маса вантажу, що перевозиться і зменшується ККД колісного рушія.

3. В результаті дослідження, що проведено запропонований показник-сумарний коефіцієнт корисної дії колісного рушія, який характеризує енергоефективність автомобільного потягу з напівприцепом.

4. Для автомобільних потягів з електричним та комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс автомобіля-тягача та активної причіпної ланки визначено раціональний коефіцієнт розподілу тягових

моментів (тягової потужності) між колесами автомобіля-тягача та причіпної ланки. Вказаний коефіцієнт залежить від співвідношення сумарної кругової жорсткості шин коліс автомобіля тягача і причіпної ланки.

Результати досліджень опубліковано в [1], [5], [6], [17], [18].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ

4.1 Програма-методика експериментальних досліджень

Методика дорожніх випробувань для оцінювання динамічних параметрів машин може змінюватися залежно від поставлених завдань. Загальним принципом є одержання статистичних характеристик процесу, прийнятих у якості критеріїв.

У процесі експериментальних досліджень здійснювалося оцінювання динамічних параметрів повнопривідних автомобілів при виконанні транспортної роботи з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для такого оцінювання. Виконувалася реєстрація динамічних параметрів, а саме: вертикальних, бічних і поздовжніх лінійних прискорень, що діють на автомобіль за різних режимів руху.

Метеорологічні умови під час проведення випробувань за даними метеослужби перед початком і наприкінці експерименту в зоні розташування ділянки дороги, на якій проводилися дослідження, та параметри дорожніх умов наведено відповідно в таблицях 4.1 та 4.2.

Таблиця 4.1 – Метеорологічні умови при проведенні випробувань

Час	Опади	Напрямок вітру	Швид- кість вітру, м/с	Температура повітря, °C	Воло- гість, %	Атм. тиск, мм рт. ст.
9 ⁰⁰ – 12 ⁰⁰	Без опадів	Півд.-схід.	1,4	15	90	751

Таблиця 4.2 – Параметри дорожніх умов [87]

Дорожні умови	Характеристика дороги	f	φ
Звичайні, $\beta_{\max} = 5...6^\circ$	Асфальтобетонне шосе в задовільному стані:		
	сухе	0,018–0,02	0,7–0,8
	мокре	0,018–0,02	0,45–0,55
	покрите рідким брудом	0,018–0,02	0,25–0,40

Дорожні випробування проводилися на повноприводному автомобілі Nissan X-Trail (рис. 4.1) 29.03.2024 року.

Агрегати трансмісії та ходової частини перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті і сухі, зношування рисунка протектора не більше 5%. Тиск повітря в шинах відповідав інструкції з експлуатації.

Експериментальні дослідження з оцінювання параметрів проводилися за звичайних дорожніх умов. Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірі параметрів руху інерційними чутливими елементами (датчиками) у реальних умовах руху.

Датчики встановлювалися на автомобілі симетрично щодо його поздовжньої осі у багажнику, додатковий датчик встановлювався на передній двері справа.

Матеріально-технічне забезпечення випробувань:

– мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (МРВК):

1) датчик прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 06085445;

2) датчик прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 06085446;

3) датчик прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 29093117;

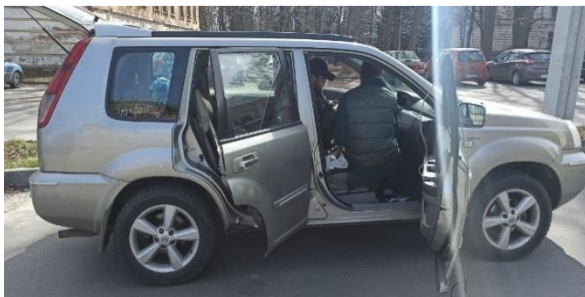
4) датчик прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 29093113;

5) GPS-приймач моделі GM-3 N RU300;

6) ПЕОМ Acer ASPIRE 5520G заводський номер № 4104A AR5BXB63;
пристосування спеціальне для закріплення датчиків прискорення;
рулетка вимірювальна металева Р50У3К ДСТУ 4179-2003

7) вдосконалений вимірювальний комплекс на основі одноплатного комп'ютера Raspberry Pi версії 3В +.

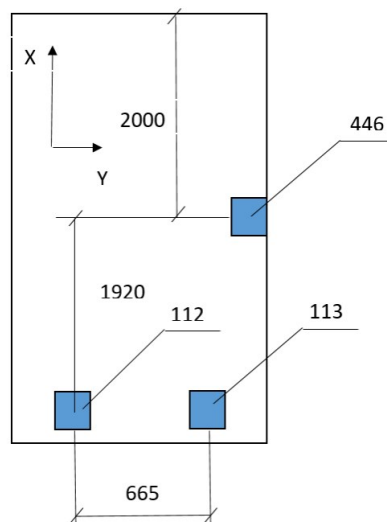
У процесі руху реєструвалися наступні параметри: час руху, гранична швидкість руху; лінійні прискорення за трьома осями датчиків. Безперервний процес запису показань датчиків прискорень здійснювався за допомогою розробленої програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані та зберігати їх на жорсткому диску ПЕОМ, а також відображати на екрані відповідні параметри в режимі реального часу.



А



Б



В

а – повнопривідний автомобіль Nissan X-Trail 2.0D; б – встановлення давачів прискорень на автомобілі, в – схема встановлення давачів №112, 113, 446

Рисунок 4.1 – Об'єкти для проведення експериментальних досліджень

Для оцінювання експлуатаційних властивостей колісних машин був використаний мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (МРВК), розроблений на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ [90] (рис. 4.2), що складається з датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT (основні характеристики зазначено в таблиці 4.3), GPS-приймача моделі GM-3 N RU300, а також ПЕОМ для зняття й архівації даних.

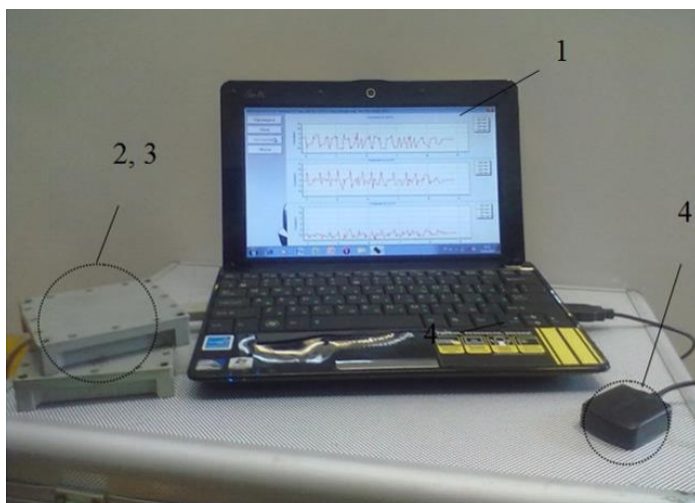
Таблиця 4.3 – Основні характеристики датчиків лінійних прискорень Freescale Semiconductor MMA7260QT [23]

Параметр	Значення
Діапазон вимірів, м/с ²	±14,7
Інтервал робочих температур, °C	-40...+105
Робоча напруга, В	2,2-3,6
Чутливість, мВ/g	200-800
Частота зняття даних, с ⁻¹	80
Похибка вимірів, не більше, %	1

Використані датчики – ємнісні акселерометри із трьома робочими осями й межею виміру $\pm 14,7$ м/с², мають вбудований фільтр корекції зміни температури, фільтр нижніх частот і крайніх значень, не вимагають додаткових пристроїв. При дослідженнях використовувалися 3 датчика лінійних прискорень, максимальна довжина сполучного кабелю бортової контрольно-вимірювальної системи склала менше 7 метрів.

У зазначених датчиках передбачена можливість «сплячого режиму» для економії батареї ПЕОМ. Датчики використовують низьку напругу в межах 2,2–3,6В и мають високу чутливість (800 мВ/g), характеризуються швидкою ініціалізацією, гарним протистоянням перепадам напруги й впливу статичної електрики. Напівпровідникові акселерометри Freescale містять

ємнісний чутливий елемент і інтегрований на кристалі вимірювальний ланцюг, виконаний за КМОП-технологією.



1 – ПЕОМ для зняття й архівації даних; 2, 3 – датчики прискорень;
4 – GPS-приймач

Рисунок 4.2 – Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс,
розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ

Ємнісний чутливий елемент G-cell є герметичним. Він являє собою механічну структуру, виконану за допомогою напівпровідникового процесу з полікремнію. Диференціальний чутливий елемент має верхню й нижню нерухомі пластини й центральну пластину, закріплену за допомогою пружних елементів. Центральна пластина має сейсмомасу і може зміщатися під впливом прискорення. У складі чутливого елемента є пластина для самотестування цілісності датчика.

Похибка виміру прискорень за допомогою контрольно-вимірювальної системи не перевищує 4%. Ця похибка містить у собі похибку самих датчиків і похибку їх установки на машині.

При випробуваннях додатково був застосований вдосконалений вимірювальний комплекс [92, 93], результати вимірювання за допомогою якого співпали з результатами основного вимірювального комплексу.

В даний час розвиток електроніки і мікропроцесорної техніки дозволяє отримати якісно новий вимірювальний комплекс з широкими можливостями його розвитку та модернізації.

Відповідно до проведених досліджень сучасних засобів і методів побудови вимірювальних систем, реєстраційно-вимірювальний комплекс, що розробляється, повинен відповідати наступним вимогам [93]:

- ґрунтуватися на сучасній елементній базі з урахуванням подальшого розвитку мікропроцесорної техніки;
- мати низьку вартість виготовлення;
- модульний принцип побудови;
- високий ступінь мобільності, малі габаритно-вагові характеристики, незалежне від мережі колісної машини джерело живлення;
- мати можливість підключення додаткових датчиків (акселерометри, кутоміри і т.і.) і пристроїв фото-відеофіксації;
- мати можливість забезпечення бездротового зв'язку з базою даних на сервері при наявності стійкого сигналу мобільної мережі;
- мати відкриту операційну систему для подальшого вдосконалення принципів і алгоритмів роботи на основі сучасного високорівневої мови програмування.

В якості платформи мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу служить одноплатний комп'ютер Raspberry Pi версії 3B + (табл. 4.4). Архітектура МРВК – модульна, підтримується установка додаткових інерційних датчиків, пристроїв фото-відеофіксації, GPS, а також пристроїв, сумісних з USB.

Таблиця 4.4 – Основні технічні характеристики платформи

Мікро-архітектура	Частота	Кількість ядер	ОЗП	GPIO	USB	Ethernet	Wi-Fi	Bluetooth
Cortex-A53 (ARM v8)	1,4 ГГц	4	1 ГБ	40 пінів	4 порта	Gigabit через USB2	802.11ac	4.2

Операційна система – Raspbian на основі дистрибутива Debian (GNU/Linux). Чутливим елементом МРВК служить акселерометр ADXL345 (рис. 4.3). Діапазон вимірювання ± 16 g. Температурний режим роботи: $-40^{\circ}\text{C} \dots +85^{\circ}\text{C}$. Результат вимірювання отримується у вигляді 16-розрядних чисел через цифрові інтерфейси SPI/I2C. Датчик необхідно встановлювати в транспортному засобі таким чином: вісь X датчика спрямована вперед, Y – вправо, Z – вниз.

Живлення системи здійснюється від акумулятора (Wireless PowerBank) ємністю не нижче 6000 мАг, можливе також живлення від стаціонарної мережі або автомобільного інвертора. Для відображення результатів використовується сенсорний екран з високою роздільною здатністю. Для роботи екрану необхідно його підключити до платформи Raspberry Pi за допомогою HDMI кабелю, а також кабелю живлення. Після підключення всіх модулів МРВК і завершення роботи з встановлення, система готова до роботи. На рис. 4.4 представлена платформа, яка працює в мобільному режимі (бездротова передача сигналу акселерометрів на сервер, а також живлення від акумулятора).

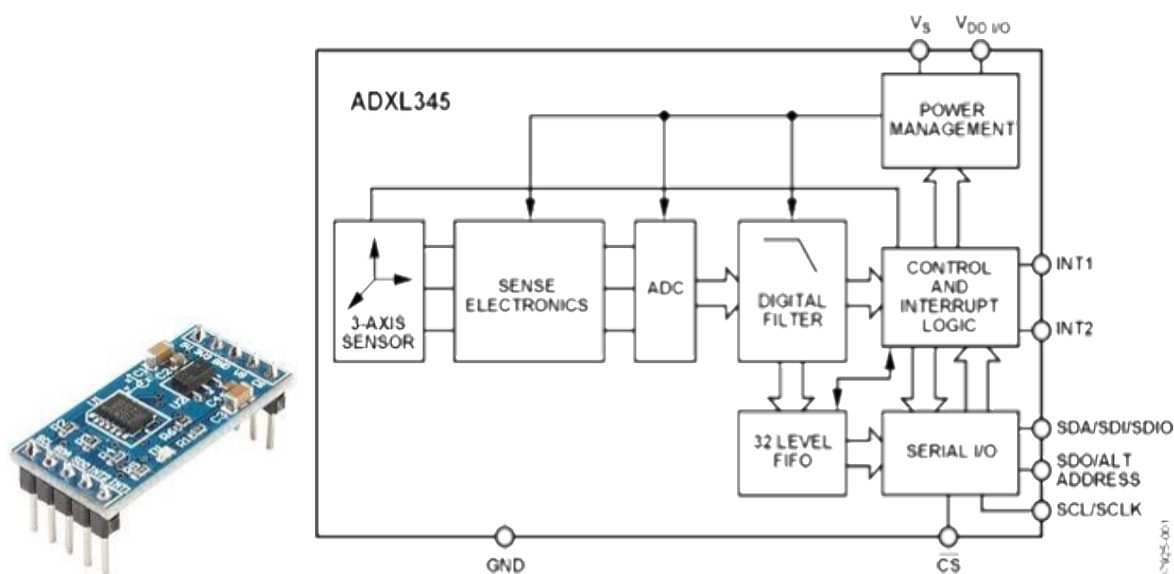


Рисунок 4.3 – Акселерометр ADXL345

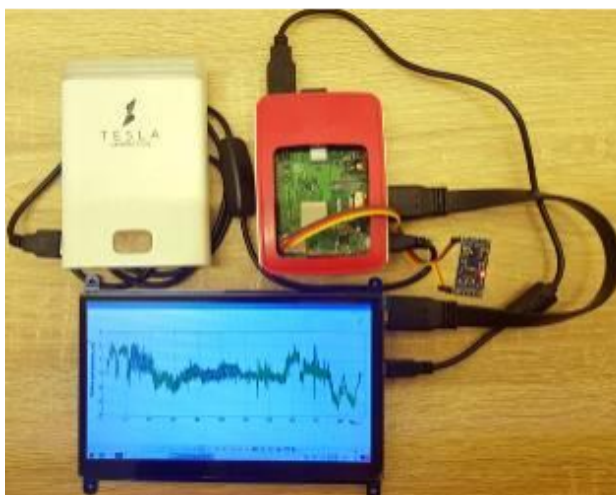


Рисунок 4.4 – Робота платформи в мобільному режимі

Програмне забезпечення МРВК написано високорівневою мовою програмування Python (версія 3.5.3). Передбачені можливості фільтрації отриманого сигналу, запису даних на карту пам'яті, бездротової передачі даних на транспортний портал ХНАДУ. Для запису прискорень по трьох осях необхідно запустити програмне забезпечення «accel2.py» (рис. 4.5) [93].

```

1  import time
2  import datetime
3  from gpiozero import GPIO
4
5  mytime = datetime.datetime.now().strftime('%H-%M-%S')
6  with open('mytime.txt', 'a') as out:
7      out.write('time: %s\n' % mytime)
8
9  def acceleration():
10     from adxl345 import ADXL345
11     adxl345 = ADXL345()
12     axes = adxl345.get_axes(True)
13     app.setLabel('acc1', 'D0: ' + str(round(0.9 * axes[0], 2)) + ' m/s^2')
14     app.setLabel('acc1', 'D1: ' + str(round(0.9 * axes[1], 2)) + ' m/s^2')
15     app.setLabel('acc2', 'D2: ' + str(round(0.9 * axes[2], 2)) + ' m/s^2')
16
17     with open('mytime.txt', 'a') as out:
18         out.write('time: %s\n' % mytime)
19
20 def update@interval():
21     from adxl345 import ADXL345
22     adxl345 = ADXL345()
23     axes = adxl345.get_axes(True)
24     app.setLabel('acc1', 'D0: ' + str(round(0.9 * axes[0], 2)) + ' m/s^2')

```

Рисунок 4.5 – Авторське програмне забезпечення

МРВК починає фіксувати дані після натискання на кнопку RUN на сенсорному екрані, про що свідчить анімація в режимі реального часу (рис. 4.6). Після цього можна виконувати заїзди випробуваного транспортного засобу.

Кожен запуск програми призводить до створення файлу формату «csv» на карті пам'яті [93]. Назва файлу дається за поточним часом, в форматі ГГ-ХХ-СС, наприклад «18-05-09.csv». Архівні файли зручно обробляти за допомогою будь-якого табличного процесора або текстового редактора. Програмне забезпечення дозволяє змінювати налаштування МРВК в процесі його роботи (інтерфейс системи, частоту обробки даних до 2000 разів/сек, формат архівних даних, ступінь фільтрації та інше).



Рисунок 4.6 – Відображення сигналу акселерометра в режимі реального часу

Випробування виконувалися згідно розробленої програми-методики експериментальних досліджень, в наступній послідовності:

- перевірка зовнішнім оглядом стану коліс і підвіски;
- установка датчиків за допомогою затискачів і пристосувань;
- включення та градування апаратури, заповнення протоколу випробувань;
- пробні заїзди експериментальною ділянкою для оцінювання особливостей поведінки колісної машини, градування її спідометра;

- залікові заїзди ділянкою відповідно до програми випробувань;
- оформлення протоколу випробувань.

Заїзди відбувалися у декілька етапів з різними режимами, а саме:

1. З включеним переднім приводом:
 - розгін до швидкості 40 км/год на 1 та 2 передачах, вибіг, гальмування (заїзд №1);
 - розгін до швидкості 50 км/год на 1 та 2 передачах, вибіг, гальмування (заїзд №2).
2. З включеним повним приводом:
 - розгін до швидкості 40 км/год на 1 та 2 передачах, вибіг, гальмування (заїзд №3);
 - розгін до швидкості 50 км/год на 1 та 2 передачах, вибіг, гальмування (заїзд №4).

4.2 Результати обробки експериментальних даних

Вихідні дані були відфільтровані за допомогою фільтра Баттерворта відповідно до вимог [89]. Отримані графіки кутових прискорень, швидкостей і гістограми розподілу кутових швидкостей, отриманих після обробки результатів експериментів.

В результаті проведеного експерименту отримані лінійні прискорення при розгоні досліджуваного автомобіля. Швидкість повнопривідного автомобіля та потужність, що витрачається при розгоні, були обчислені за відповідними методиками. Графіки параметрів надані на рисунку 4.7.

Потужність на розгін N_p була отримана за допомогою аналітичної залежності [87] (рис. 4.8)

$$N_p = m_a \cdot V'_a \cdot V_a, \quad (4.1)$$

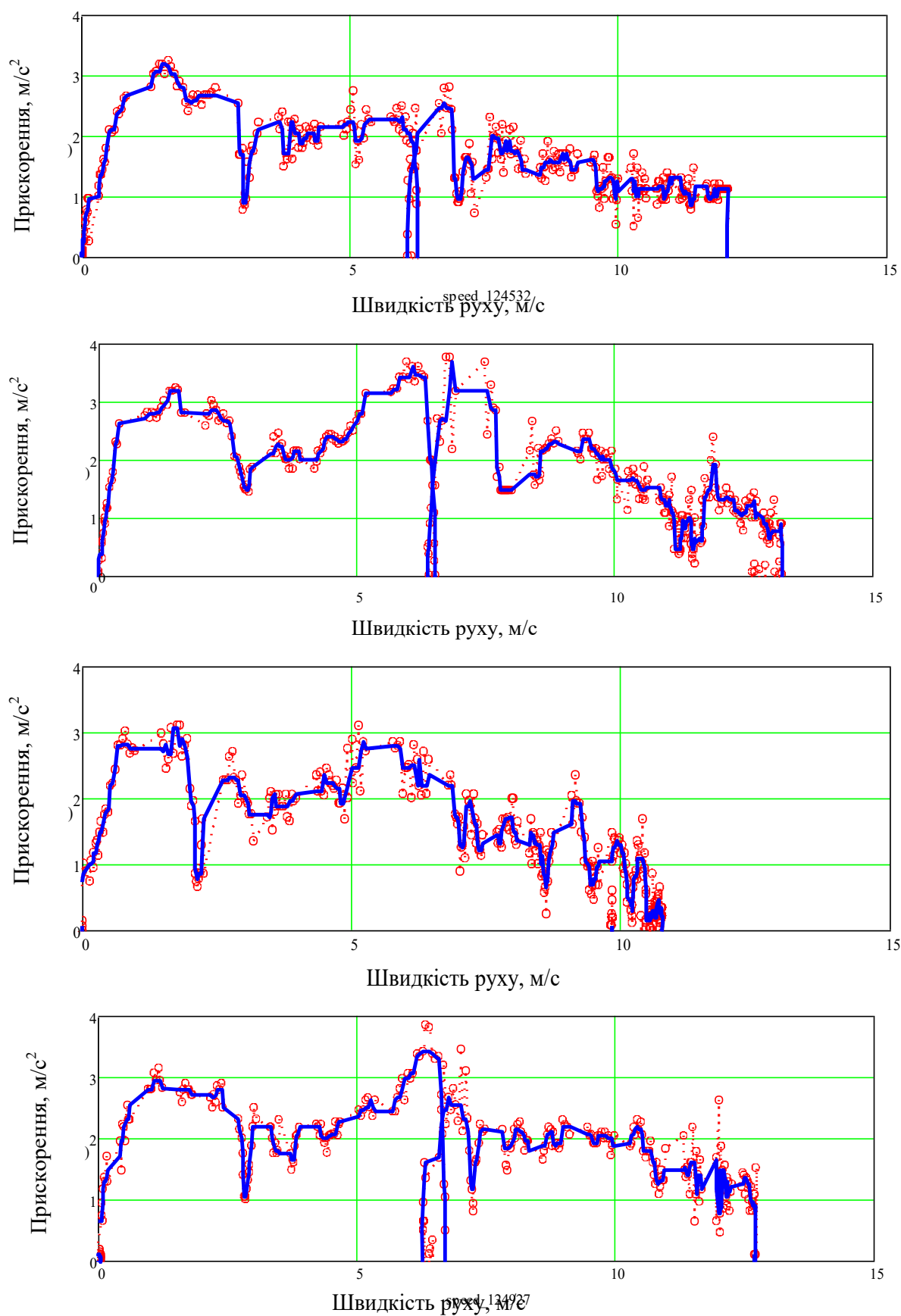
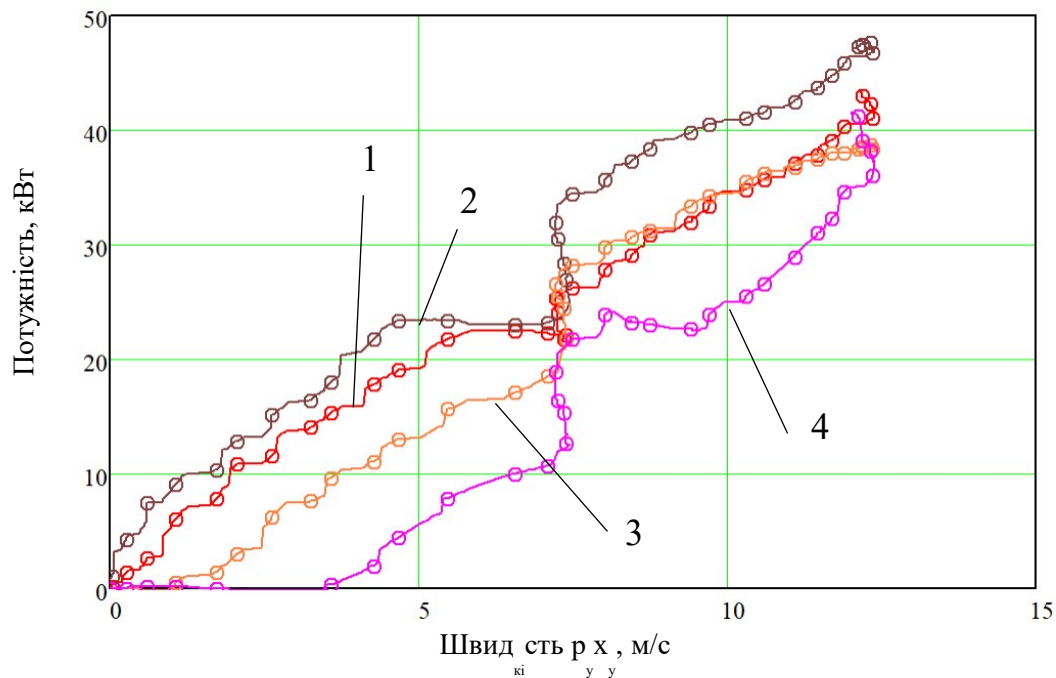


Рисунок 4.7 – Лінійні прискорення автомобіля в залежності від його швидкості

де m_a – маса автомобіля, $m_a = 1750$ кг;

V'_a – прискорення автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля.



1 – заїзд №1, 2 – заїзд №2, 3 – заїзд №3, 4 – заїзд №4

Рисунок 4.8 – Потужність, що витрачається при розгоні автомобіля

Був застосований підхід з апроксимацією потужності на основі експоненційної залежності у вигляді $y = a \cdot e^{b \cdot x} + c$, де y – потужність, що витрачається при розгоні (кВт), x – лінійна швидкість автомобіля (км/год). Параметри моделі для кожного заїзду наведено у таблиці 4.5.

Одним з найбільш простих критеріїв згоди спостережуваних даних з гіпотезою, що пропонуються у пакетах Statistica і Matlab є критерій Std. Err. Чим менше значення статистики Std. Err., тим більш імовірно, що гіпотеза вірна, а чим більше значення статистики Std. Err. – тим менше ймовірність того, що гіпотеза відповідає даним. Адекватність отриманих результатів була підтверджена значеннями критерію Std. Err. [88], який для отриманих результатів не перевищував 0,002.

Таблиця 4.5 – Параметри моделі

№ заїзду	Тип приводу	Показники моделі		
		a	b	C
1	Передній	$1,753 \cdot 10^4$	$1,584 \cdot 10^{-5}$	$-1,753 \cdot 10^4$
2		$8,932 \cdot 10^3$	$3,107 \cdot 10^{-5}$	$-8,932 \cdot 10^3$
3	Повний	$9,023 \cdot 10^3$	$3,077 \cdot 10^{-5}$	$-9,023 \cdot 10^3$
4		$1,41 \cdot 10^4$	$1,969 \cdot 10^{-5}$	$-1,41 \cdot 10^4$

В результаті проведених досліджень було визначено, що потужність, затрачувана на розгін, для досліджуваного повнопривідного автомобіля Nissan X-Trail 2.0D більше на 15-20%, ніж у автомобіля з переднім приводом при русі на швидкості 45-50 км/год та при звичайних дорожніх умовах (див. табл. 4.2).

Адекватність запропонованої математичної моделі підтверджена при порівнянні результатів розрахунків, на прикладі повнопривідного автомобіля, з результатами проведених експериментальних досліджень. Похибка у визначенні потужності, що витрачається на розгін, склала не більше 10%.

4.3 Висновки за розділом 4

1. Проведені експериментальні дослідження динамічних параметрів автомобіля X-Trail 2.0D при заїздах з різними режимами: з включеним переднім приводом (розгін до швидкості 40 або 50 км/год на 1 та 2 передачах, вибіг, гальмування); з включеним повним приводом при таких самих параметрах руху дозволили отримати потужнісні характеристики при розгоні.

2. В результаті проведених досліджень було встановлено, що потужність, яка витрачається на розгін, для досліджуваного автомобіля з включеним повним приводом більше на 15-20%, ніж у цього ж автомобіля тільки з переднім приводом при русі на швидкості 45-50 км/год та при звичайних дорожніх умовах. Це свідчить про менше втрати енергії автомобіля в колесному рушії при усіх ведучих колесах ніж при одному передньому включеному мосту. Що підтверджує отримані раніше теоретичні результати.

3. Частка повної потужності досліджуваного автомобіля, що витрачається на розгін до 45-50 км/год для повного привода склала 45 кВт (41% від потужності двигуна), для переднього приводу склала 38кВт (34,5% від потужності двигуна).

4. Адекватність запропонованої математичної моделі підтверджена при порівнянні результатів розрахунків, на прикладі повнопривідного автомобіля, з результатами проведених експериментальних досліджень. Похибка у визначенні потужності, що витрачається на розгін, склала не більше 10%.

ВИСНОВКИ

Дисертація містить нове вирішення наукового завдання, яке полягає в покращенні енергоефективності колісних машин у тому числі з причіпними ланками з різною колісною формулою через підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

1. Аналіз стану питання підвищення енергоефективності транспортних засобів дозволив визначити наступне:

- використання показника енергетичної ефективності автомобіля E_w дозволяє більш об'єктивно проводити порівняння між собою характеристик транспортних засобів;

- у відомих дослідженнях не визначено коефіцієнт корисної дії колісного рушія автомобілів, що не дозволяє визначити напрями підвищення їхньої енергоефективності, у тому числі і при русі по поверхні, яка деформується;

- при активному розвитку електромобілів та гібридних автомобілів стає питання вибору такого розподілу крутних моментів між осями, що забезпечить найбільший ККД колісного рушію і підвищення енергоефективності транспортних засобів;

- багатоланкові автопоїзди мають високу енергоефективність, у зв'язку з чим виникає необхідність оцінювання і можливого підвищення ККД колісного рушію усього автомобільного потягу.

2. Аналітичний вираз, що отримано для оцінювання миттєвого ККД колісного рушію, дозволяє у подальшому здійснювати раціональне проектування транспортних засобів за критеріями енергоефективності. Аналіз отриманого виразу виявив, що при зростанні кількості ведучих коліс і, відповідно, зменшення ведених, миттєвий ККД колісного рушія зростає. Зі збільшенням граничного, за умовами зчеплення коліс з дорогою, крутного моменту ККД ведучого колеса також зростає.

3. Визначений раціональний (за умовою оптимізації отриманої математичної моделі) коефіцієнт розподілу крутних моментів β_m між передніми та задніми колесами колісної машини при русі, як поверхнею з твердим покриттям, так і поверхнею, що деформується, дозволяє підвищити миттєвий ККД колісного рушія. При раціональному виборі коефіцієнту β_m в обох розглянутих випадках реалізується максимальний миттєвий ККД колісного рушія. Раціональне значення коефіцієнту β_m залежить від параметрів m , f , $b-a$, $U_{тр}$, які змінюються в процесі експлуатації, що при використанні електромотор-коліс дає можливість його регулювання. При $b-a = 0$ (центр мас автомобіля розташовано посередині між осями) коефіцієнт β_m розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами повинен дорівнювати 0,5.

4. Отриманий аналітичний вираз дозволяє виконувати оцінювання енергоефективності колісного рушію за величиною миттєвого ККД передньопривідних та задньопривідних двовісних автомобілів. Порівняльний аналіз вище згаданих автомобілів показав, що при $b/L > 1/3$ основний передній привід буде забезпечувати більш високий ККД колісного рушія. Встановлено вплив аеродинамічних характеристик транспортного засобу на показник енергоефективності транспортних засобів E_w , причому зі зростанням максимальної швидкості автомобілів, E_w зростає при показнику ступеня $n > 1$ і знижується при $n < 1$. При $n = 1$ величина максимальної швидкості не впливає на показник енергоефективності E_w транспортного засобу.

5. Визначено вплив причіпних ланок на енергетичну ефективність автомобільного потягу. Зі збільшенням кількості причіпних ланок збільшується маса вантажу, що перевозиться, але зменшується ККД колісного рушію. Запропонований показник – сумарний миттєвий ККД колісного рушія дозволяє проводити оцінювання енергетичної ефективності автомобільного потягу з активним напівприцепом. Для автомобільних потягів з електричним та комбінованим електромеханічним приводом

ведучих коліс автомобіля-тягача і активною причіпною ланкою визначено раціональний коефіцієнт розподілу тягових моментів (тягових потужностей) між тягачем та причіпною ланкою. Так, при співвідношенні числа осей з ведучими колесами автомобіля-тягача та активної причіпної ланки 2х2, 3х3, 4х4 величина $(\beta_t)^{op}$ дорівнюватиме 0,5. Максимальне значення коефіцієнта розподілу тягових моментів $(\beta_t)^{op} = 0,75$ спостерігається для співвідношення числа осей з ведучими колесами автомобіля-тягача та активної причіпної ланки 3х1.

6. Проведені експериментальні дослідження повнопривідного легкового автомобіля Nissan X-trail 2.0Д з відключеним заднім мостом підтвердили теоретичні положення про більш високий ККД колісного рушія повнопривідного автомобіля у порівнянні з автомобілем, який має привід тільки на передній міст. За рахунок зростання ККД колісного рушія потужність, що витрачається на розгін до швидкості 45-50 км/год, повнопривідного автомобіля склала 41% від потужності двигуна що на 15-20% вище, ніж аналогічна потужність, яка реалізується у передньопривідного автомобіля, яка склала 34,5% від потужності двигуна.

Отримані результати можуть бути використані під час проведення наукових досліджень щодо підвищення енергоефективності колісних двовісних машин, багатовісних машин, у тому числі з причіпними ланками, з приводом як від двигуна внутрішнього згоряння, так і електроприводом, а також щодо покращення розподілу крутних моментів між ведучими осями.

Результати дисертації впроваджено в практичну діяльність Національної академії Національної гвардії України (м. Харків), ХКБМ ім. О.О. Морозова, Науково-виробничого об'єднання «ПРАКТИКА».

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Podrihalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Rational choice of torques distribution between the front and back electric motors of automobile wheels drive. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1277, United Kingdom, 29 September – 1 October, 2023, Vol. 1277. 2023. P. 1-8. DOI: 10.1088/1757-899X/1277/1/012023.
URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1277/1/012023/pdf>
2. Podryhalo M., Kaidalov R., Gritsuk I., Omelchenko V. Rational Choice of Engines of Tractor Vehicle and Active Trailer Link. *Transbaltica XIV: Transportation Science and Technology*. Proceeding of the 14th International Conference TRANSBALTICA, Lithuania, 14-15 September, 2023, P. 143–148.
3. Kaidalov R., Omelchenko V, Podryhalo M. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2021. №2 (17). С. 11-16. DOI:10.36910/automash.v2i17.629
URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/629/610>
4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 2022. № 21. С.31-39. DOI:10.30977/АТ.2019-8342.2022.21.08
URL: <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/258933/256645>
5. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2022. № 2 (19). С.174-181. DOI: 10.36910/automash.v2i19.916
URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/916/870>
6. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ».* Серія Автомобіле- та тракторобудування, 2023. №1. С. 40-46. DOI:

10.20998/2078-6840.2023.1.04

URL: [https://doi.org/10.20998/2078-](https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.04)[6840.2023.1.04](https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.04)

7. Подригало М.А., Артьомов М.П., Третяк В.М., Краснокутський В.М., Омельченко В.І. Коефіцієнт корисної дії колісного рушія трактора за руху по ґрунку. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва*, 2023. №1 (115). С.143-150. DOI: <https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-1-15> URL: <https://journal.imaap.org.ua/info/attach.php?id=644>

8. Omelchenko V. Kaidalov R. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«The driving force of science and trends in its development»*: збірник тез доповідей I Міжнародної науково-теоретичної конференції, 26 січня 2021р., Великобританія : Ковентрі, 2021. – С.24-25.

9. Омельченко В.І., Кайдалов Р.О. Шляхи підвищення логістичних перевезень автомобільними поїздами з активними причепами. *«Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України»*: збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції кафедри оперативного та логістичного забезпечення оперативного факультету Національної академії Національної гвардії України, 9 лютого 2021р., Харків : НА НГУ, 2021. С. 156.

10. Omelchenko V.I. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«Внесок молодих учених в науку майбутнього»*: збірник наукових праць міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції (International Scientific and Practical Internet Conference «Contribution of Young Scientists in the Science of the Future»), 11–12 березня 2021 р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. С.79-80.

11. Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Міжнародний науковий журнал «Грааль науки»*: за матеріалами III Міжнародної науково-практичної конференції «Globalization of scientific knowledge: international cooperation and integration of sciences», 6 червня 2022р., Відень: Австрія, 2022. С.237-238.

12. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *«Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців»*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції та науково-методичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника, 19-21 жовтня 2022р., Харків: ХНАДУ, 2022. С.96-97.

13. Podrigalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Optimization of the mathematical model of efficiency coefficient of automobile wheel drive. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*: збірник тез доповідей XI міжнародної науково-практичної конференції, 28 жовтня 2022р., Харків: НА НГУ, 2022. С.241-242.

14. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Раціональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми електромоторами приводу коліс автомобіля. *«Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України»*: міжнародна науково-практична конференція присвячена 30-ти річчю кафедри автомобілі та автомобільне господарство, 16-18 травня 2023р., Дніпро: Дніпровський державний технічний університет, 2023. С.28-30.

15. Подригало М.А., Артьомов М.П., Краснокутський В.М. Третяк В.М., Омельченко В.І. *«AutoTRACK-2023»*: Міжнародна науково-практична конференція, 4-5 жовтня 2023р., Київ: Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2023. С.26-29

16. Подригало М.А. Кайдалов Р.О. Сергієнко О., Омельченко В.І. Раціональний вибір співвідношення потужностей двигунів автомобіля-тягача та активної пичіпної ланки. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*: збірник тез доповідей XII міжнародної науково-практичної конференції, 27

жовтня 2023р., Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2023. С.260-262.

17. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса, Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*: III Міжнародна науково-технічна конференція, 1-3 червня 2023р., Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2023.

18. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств»*: збірник матеріалів II Всеукраїнського науково-практичного онлайн-семінару, 25 травня 2023р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2023. С.23-25.

19. BOSCH.4th Edition. Automotive Handbook. Germany,1996. 8p.

20. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів / Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало, О.С. Полянський, В. Л. Файст [за ред. Подригало М.А., Полянський О.С.] – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.

21. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація і ремонт засобів транспорту» / В. Л. Фейст. – Харків, 2011. – 20 с.

22. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних витрат енергії: автореф. дис.на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец: 05.22.20 / Мазін О. С. – Харків, 2020. – 20 с.

23. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації : автореф. дис. на здобуття наук. ступення докт. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / Ю.В. Тарасов. – Харків, 2021. – 40 с.

24. Aziz Abdulgaziz and Mikhail Podrigalo. A new approach to assessment of vehicle traction dynamics / A. Abdulgaziz, M. Podrigalo // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering.— 2020. 7 pp.DOI:101088/1757 – 899x/971/5/052100.

25. Мазін С.П., Маренко Г.М., Скиба А.Г., Франков В.М. Пропозиції щодо вдосконалення конструкцій бронетранспортерів Національної гвардії України. Міжвузівський збірник «НАУКОВІ ПОТАТКИ». Луцьк, 2017. Випуск № 60 (111). С. 86.

26. Гнатов А., Архун С., Понікаровська С. Енергозберігаючі технології для міського автобусного транспорту. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2017. Вип. 14, № 4. С. 4649–4664. (Scopus, квартиль Q2)

27. Двадненко В., Архун С., Богаєвський А., та ін. Поліпшення економічного та екологічних характеристики автомобіля з системою старт-стоп. Міжнародний журнал електричних і гібридних транспортних засобів. 2018. Вип. 10, № 3. С. 209–222. (Scopus, Web of Science, квартиль Q3)

28. С.П. Мазін, В.М. Франков, О.В. Пархомчук. Дослідження напрямків удосконалення силових установок і трансмісій та пропозиції щодо нової конструкції автомобіля з гібридною силовою установкою для спец підрозділів ВВ МВС України. Зб. наук. праць Академії внутрішніх військ МВС України /редкол.: О.О.Морозов та ін. – Х . : Акад. ВВ МВС України, 2009. – Вип. 2 (14). – 104 с.

29. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. – Харків, ХНАДУ, 2008. – 327 с.

30. Ситовский О.П. Підвищення техніко-експлуатаційних властивостей легкових автомобілів малого класу підвищеної прохідності шляхом оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія»: дис... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2002. 140 с.

31. Горбаха М.М. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів категорії N1 при їх переобладнанні: дис... канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2006. 157 с.

32. Сахно В.П., Савостін-Косяк Д.О. Нормування витрати палива для міських автобусів з дизельним двигуном. *Вісник Національного транспортного університету. Серія: Технічні науки*. Київ, 2017. Вип. 3. С. 141-15.

33. Жаров К. С. До вибору типу автомобіля-тягача триланкового автопоїзда за показниками паливної економічності / К. С. Жаров // *Автошляховик України*. – 2008. – № 4. – С. 17–21.

34. Прикладна теорія руху автопоїзда: навч. посібн. /Сахно В.П., Поляков В.М., Шарай С.М., Босенко В.М. – К.: НТУ, 2016 – 232 с.

35. Бумага О.Д. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2005. 20 с.

36. Сахно В.П., Міщенко М.І., Філіпова Г.А., Шарай С.М., Сітовський О.П. До визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля малого класу підвищеної прохідності. *Вісник ТАУ та НТУ*. - Київ: ТАУ. 2002. С 34-41.

37. Сахно В.П., Диких О.В. До питання створення причіпного автобусного поїзда. *Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво»*. Київ, 2022. Вип. 111/112. С. 67-63. DOI: 10.33744/0365-8171-2022-111-260-268

38. Improvement of Engine Indicators during their Work on Gas Fuels/ Victor Zaharchuk, Oleh Zaharchuk, Mykola Skalyha, Larisa Pylypiuk , Ihor Shlonchak // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021– p. 401-410 (Scopus).https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_40

39. Корпач А.О. Вибір схеми причіпного автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей / А.О. Корпач, О.А. Корпач, О.М. Тімков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко // *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. – Луцьк: ЛНТУ, 2022. –

№1(18). – С.123-132. – Режим доступу:
<https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.768>

40. Жаров К.С. Дослідження середньої швидкості руху та продуктивності автопоїздів. *Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1*. Київ, 2008. № 17. С. 126-133.

41. Кашканов А.А. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція : [навчальний посібник] / А.А. Кашканов, В.М. Ребедайло. – Вінниця: ВДТУ, 2002. – 164 с.

42. Кайдалов Р. О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р. О. Кайдалов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – Вип. № 23 (1195). – С. 59 – 64.

43. Літвінов О.В. Експериментальне оцінювання показників динаміки та опору руху спеціалізованої колісної техніки. *Механіка та машинобудування*. Харків, 2017. №1. С. 278-288.

44. Лютенко В. Є., Чеверда О. В., Похожай А. А., Криворот А. І., Горбан О. В. Аналіз методів розрахунку передаточних чисел трансмісії вантажних автомобілів // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. Редкол.: О. Г. Онищенко (гол. ред.) та ін. – Вип. 20. – Полтава: ПолтНТУ, 2007. – С. 26-30.

45. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін.–Донецьк:Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.

46. Волков В. П. Основи теорії експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. / В. П. Волков, Кравченко О. П. Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2009. 248 с.

47. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О. Методика комплексної оцінки динамічності військових гусеничних та колісних машин на етапі структурно-

параметричного синтезу їх трансмісій. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. Харків, 2011. №8. С. 50-56.

48. Захарчук В. Когнітивна модель двигуна внутрішнього згоряння / В. Вичузанін, І. Грицук та ін., // Технічний документ SAE 2018-01-1759, 2018. (Scopus).

49. Горбаха М.М. Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля „Газель” з різними силовими агрегатами // Вісник НТУ. – 2003. – Випуск 8. – С. 307-310.

50. Дембіцький В. Використання кривих Безьє для моделювання циклів руху транспортних засобів / В. Дембіцький //Машинобудування на транспорті. – 2021. – Т. 23, № 1. – С. 65-75. <https://doi.org/10.26552/com.C.2021.1.B65-B75> (SCOPUS)

51. Грицук І., Волков В., Матейчик В., Грицук Ю. та ін. «Інформаційна модель V2I системи дистанційного моніторингу та контролю технічного стану автомобіля в умовах експлуатації», SAE Technical Paper 2018-01. -0024, 2018. URL: <https://saemobilus.sae.org/content/2018-01-0024/Technical> Yuri Kondratyuk University, 2018. – Issue 2 (51). P. 187 – 195.

52. Михайло Абович Подригало, Володимир Миколайович Краснокутський, Віталій Альбертович Кашканов, Олександр Сергійович Ткаченко, Олександр Григорович Янчик. Покращення тягового-швидкісних властивостей вдосконаленням методів вибору параметрів моторно-трансмісійної установки автомобіля //Вісник машинобудування та транспорту. Том 13 №1 (2021). – С. 111-117

53. Сахно В.П. та ін.. Експлуатаційні властивості автотransпортних засобів. В 3 ч. Ч 2. Плавність ходу та прохідність автотransпортних засобів : [навчальний посібник] / В.П. Сахно, В.М. Поляков, А.В. Костенко та ін. – Донецьк : Вид-во Ноуліджя», 2014. – 354 с.

54. Кайдалов Р. О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу

ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Системи обробки інформації. – Харків : ХНУПС, 2016. – Вип. № 9. – С. 13 – 17.

55. Кайдалов Р. О. Оцінка енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії колісної машини / Р. О. Кайдалов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – Вип. № 25 (1247). – С. 86 – 89.

56. Подригало М. А. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією / М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, О. М. Жовтоног // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2017. – Вип. 57. – С. 152 – 160.

57. M Podrigalo. Synthesis of energyefficient acceleration control law of automobile / M. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov // Eastern-european journal of enterprise technologies. – Kh. : Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. – 1/7(91). – PP. 62 – 70.

58. M. Podrigalo. Energy efficiency of vehicles with combined electromechanical drive of driving wheels / M. Podrigalo, V. Bogomolov, V. Kholodov, O. Koryk, A. Turenko, R. Kaidalov, V. Verbitskiy, A. Nikorchuk, M. Volodarets, S. Kudimov, S. Khodyriev // SAE international. 2020. – 1(2260). – PP. 1 – 7.

59. Подригало М.А. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля / М. А. Подригало, О. В. Бажинов, Р.О. Кайдалов, В.В. Гущенко, С. А.Кудімов // Вісник машинобудування та транспорту. – 2018. – № 2. – С. 85-91.

60. Подригало М.А. Раціональне управління розгоном повнопривідного електромобіля / М.А.Подригало, Р.О. Кайдалов, С.А. Кудімов, В.М. Єфімчук // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. –2019.– Вип. 15.– С. 58-63.

61. M Podrigalo. Synthesis of energyefficient acceleration control law of automobile / M. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov // Eastern-

european journal of enterprise technologies. – Kh. : Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. – 1/7(91). – PP. 62 – 70.

62. Braking Performance of the One Side Wheels for the Realization of the Crab Motion for the Front-Wheel Vehicle: SAE International. M. Podrigalo, D. Klets, O. Boroshko, V. Rudzinskyi, R. Kaidalov, A. Nikorchuk, M. Adamchuk, I. Luhovskyi, O. Bilenko, O. Kriukov, Y. Besedin. SAE International AE Technical Paper, 2019-01-2147.

63. M. Podrigalo. Energy efficiency of vehicles with combined electromechanical drive of driving wheels / M. Podrigalo, V. Bogomolov, V. Kholodov, O. Koryk, A. Turenko, R. Kaidalov, V. Verbitskiy, A. Nikorchuk, M. Volodarets, S. Kudimov, S. Khodyriev // SAE international. 2020. – 1(2260). – PP. 1 – 7.

64. Подригало М.А. Удосконалення методу експериментально-теоретичного визначення параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, О.В. Літвінов, С.А. Кудімов, А.І. Коробко, Ю.В. Тарасов // Збірник наукових праць. – Х. : НАНГУ, 2019. – Вип. 1. – С. 21-30.

65. Подригало М.А. Вплив аеродинамічних показників на раціональну динамічну характеристику автомобіля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, С.А. Кудімов // Збірник наукових праць. – Х. : НАНГУ, 2019. – Вип. 2. – С. 23-28.

66. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні/ М.А. Подригало, Е.М. Гецович, М. П. Артьомов, М.П.Холодов// Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – Вип 1 (35), 2019. – с.13-18.

67. Lihle, I., Dove, A., Mohlalakoma, T., & Otis, T. (2017). Heaviside based optimal control for ride comfort and actuation energy optimisation in half-car suspension systems. *Modern mechanics*, (2).259-264.

68. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*, (104),197-202.

69. Volvo Mean Green.(2015) The best-seeing hybrid vintage car in the world, (86), 12-14. Taken from <http://interest.com/volvo-mean-green-the-fastest-automobile>.

70. Travasset-Baro, O. (2016). Transport energy demand in Andorra. Assessing private car futures through sensitivity and scenario analysis. *Energy Policy*, (96). 78-92.

71. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*. (104), 197-202.

72. Експлуатаційна властивості атотранспортних засобів. В 34. 42. Плавність ходу та прохідність автотранспортних засобів : [навчальний посібник] / В. П. Сахно, В.М. Поляков, А.В. Костенко та ін. Донецьк : Вид-во «Ноуліджя» (донецьке відділення) 2014. – 354 с.

73. Гащук П. Автомобіль : Теорія колісного рушія : Навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кндор», 2018. – 328 с.

74. Динаміка колеса автомобіля / А. У. Абдулгасіс, Д.В. Абрамов, М.П. Артьомов та ін. Під ред. Подригал М.А. Полянського О.С. – Х. :2019. – 199с.

75. Дущенко В.В. Системи підресорювання військових гусеничних і колісних машин. Розрахунок та синтез. Навчальний посібник. – Х.: ФОП Панов А.М., 2018. – 336с.

76. Подригало М., Побережний А., Гармаш В. Поліпшення маневреності чотиривісних автомобілів збільшенням числа ступенів рухливості ходової частини. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*, Харків : НАНГУ, 2022. – Том. 1 № 39. – С. 38 – 41.

77. Назарько О.О. Удосконалення методів оцінки якості легкових автомобілів в тяговому режимі руху : автореф. дис. на здобуття наук.

ступення канд. техн. наук: спец.05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.О. Назарько. – Харків, 2013. – 20 с.

78. Абдулгазіс А.У. Вплив нестабільності характеристик шин на нерівномірність їхнього навантаження і стійкість руху автомобілів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / А.У. Абдулгазіс. – Харків, 2011. – 20с.

79. Клец Д.М. Вплив експлуатаційних факторів та технічного стану атомобіля на його стійкість проти заносу : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук: спец.05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Д.М. Клец. – Харків, 2009. – 20с.

80. Гацько В.І. Вплив експлуатаційних факторів на керованість автомобіля при тралому русі : автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / В.І. Гацько. – Харків, 2015. 20с.

81. Потапов М.М. Підвищення ефективності функціонування елементів шасі повнопривідних колісних засобів транспорту : автореф. дис. на здлбуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / М.М. Потапов. – Харків, 2021. – 20с.

82. Розбойніков О.О. Поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі : дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Автомобілі та трактори» / О.О. Розбойніков. – Київ, 2021. – 20с.

83. Подригало М.А. Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобіля та тракторів. Навчальний посібник. – Суми : Сумський національний аграрний університет, 2015. – 213с.

84. Пожидаєв С.П. Про суперечність у теорії кочення еластичного колеса // Механізація та електрифікацій сіль.госп-ва : Міжвід. темат. наук. зб. – Греваха, 2013. – Вип.97, Т2. – с.76-82.

85. Трояновська І.П., Пожидаєв С.П. Моделювання криволінійного руху колісних і гусечних тракторних агрегатів. Монографія – К.: АграрМедіаГруп, 2014. – 303с.

86. Можасєв О.О. Мінімалізація витрат потужності тягово-транспортних засобів при русі по опорній поверхні, яка деформується // Схід- журнал передових технологій, (97). – с.69-74. Doi org/10./5587/1729-4061/3019156721.

87. Клец Д. М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів: автореф. дис ... д-ра техн. наук: 05.22.20 / Клец Дмитро Михайлович, Нац. автомоб.-дорож. ун-т. – Харків, 2015. - 40 с.

88. Everitt B. S. The Cambridge Dictionary of Statistics, CUP. ISBN 0-521-81099-X.–2003. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Standard_error

89. Дубінін Є.О. Концепція забезпечення стійкості положення шарнірно-зчленованих колісних машин: автореф. дис ... д-ра техн. наук: 05.22.20 / Дубінін Євген Олександрович, ХНАДУ. – Харків, 2017. – 37 с.

90. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотransпортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №u201001136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

91. MMA7260QT. $\pm 1.5g-6g$ Three Axis Low-g Micromachined Accelerometer / Technical Data. – Freescale Semiconductor. – 2008. – 12 p.

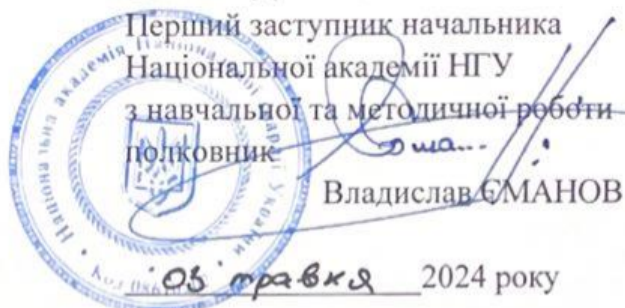
92. Пат. 146080 Україна, МПК G01P 3/00, G01P 15/00. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс для оцінювання експлуатаційних властивостей колісних машин / Клец Д.М., Дубінін Є.О., Подригало М.А., Полянський О.С., Холодов А.П., Слинченко І.В.; заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – № u202004875; заявл. 22.09.20; опубл. 21.01.21, Бюл. №3.

93. Клец Д.М. Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин /

Д.М. Клец, Є.О. Дубінін, Холодов А.П., Слинченко І.В. // Вісник ХНАДУ:
Зб. наук. праць, – Х.:ХНАДУ, 2020. – Вип. 88, Т. II. – С. 56-60.

ДОДАТОК А
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ



АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
«Поліпшення енергоефективності транспортних засобів шляхом підвищення
коефіцієнта корисної дії колісного рушія» на здобуття ступеня доктора
філософії за спеціальністю 274 – «автомобільний транспорт» Омельченка
Василя Івановича у освітню діяльність Національної академії Національної
гвардії України

Комісія у складі: голова комісії – начальник кафедри автобронетанкової техніки факультету логістики полковник Нікорчук А.І., члени комісії: заступник начальника кафедри автобронетанкової техніки полковник Шаповалов О.І., доцент кафедри полковник Цебрюк І.В., старший викладач кафедри автобронетанкової техніки підполковник Яковлев О.В., склала цей акт про те, що опубліковані результати дисертаційного дослідження «Поліпшення енергоефективності транспортних засобів шляхом підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія» на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» Омельченка Василя Івановича використовуються в освітньому процесі Національної академії Національної гвардії України під час викладання дисциплін «Основи розрахунку та проектування автомобілів», «Теорія експлуатації машин», а саме:

1. Podrihalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Rational choice of torques distribution between the front and back electric motors of automobile wheels drive. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 1277, United Kingdom, 29 September – 1 October, 2023, Vol. 1277. 2023. P. 1-8.

2. Podryhalo M., Kaidalov R., Gritsuk I., Omelchenko V. Rational Choice of Engines of Tractor Vehicle and Active Trailer Link. Transbaltica XIV: Transportation Science and Technology. Proceeding of the 14th International Conference TRANSBALTICA, Lithuania, 14-15 September, 2023, P. 143–148.

3. Kaidalov R., Omelchenko V., Podryhalo M. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2021. №2 (17). С. 11-16.

4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, 2022. № 21. С.31-39.

5. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2022. № 2 (19). С.174-181.

6. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ».Серія Автомобіле- та тракторобудування, 2023. №1. С. 40-46.

7. Подригало М.А., Артьомов М.П., Третьак В.М., Краснокутський В.М., Омельченко В.І. Коефіцієнт корисної дії колісного рушія трактора за руху по ґрунку. Механіка та автоматика агропромислового виробництва, 2023. №1 (115). С.143-150.

Голова комісії: полковник

Члени комісії: полковник

полковник

підполковник

Андрій НІКОРЧУК

Олександр ШАПОВАЛОВ

Іван ЦЕБРЮК

Олексій ЯКОВЛЕВ



АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«УКРАЇНЬСЬКА ОБОРОННА ПРОМИСЛОВОСТЬ»
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"ХАРКІВСЬКЕ КОНСТРУКТОРСЬКЕ БЮРО
З МАШИНОБУДУВАННЯ ІМЕНІ О.О. МОРОЗОВА" (ДП "ХКБМ")
вул. Тарасенка Георгія, 126, м. Харків, 61001, Україна, тел.: (057) 757-41-44, факс: (057) 757-41-68,
e-mail: morozov@morozov.com.ua web: www.morozov.com.ua, код ЄДРПОУ 14310299

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДП «ХКБМ»



Василь МОРМИЛО
2024р.

АКТ

про реалізацію результатів дисертаційного дослідження
«Поліпшення енергоефективності транспортного засобу
шляхом підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія»
ОМЕЛЬЧЕНКА Василя Івановича

Комісія у складі:

Голови комісії – Головного конструктора з серійних виробів Каторгіна О.М.

Членів комісії:

В.о. начальника відділу Дашкова Д.Л.

Начальника сектору, к.т.н. Стрімовського С.В.

розглянула результати дисертаційного дослідження Омельченка В.І., зокрема методики оцінки енергоефективності колісного рушію транспортних засобів та раціонального розподілу крутних моментів між осями.

Комісія встановила наступне:

- 1) Запропоновані методики дозволяють врахувати фактори, що впливають на результуючий ККД колісного рушію, у тому числі при русі поверхнею, що деформується, та максимізувати значення ККД колісного рушію повнопривідного транспортного засобу.
- 2) Отримані результати досліджень доведені до формалізованого методологічного апарату, цікаві для фахівців ДП «ХКБМ» та прийняті до використання при створенні сучасних зразків багатовісних військових машин.

Даний акт не є підставою для фінансових взаєморозрахунків.

Голова комісії
Головний конструктор
з серійних виробів

Олександр КАТОРГІН

Члени комісії:
В.о. начальника відділу автоматизованих
систем управління та розрахунків

Дмитро ДАШКОВ

Начальник сектору, к.т.н.

Сергій СТІМОВСЬКИЙ

ЗАТВЕРДЖУЮ



ПРАКТИКА"

Сергій ЗАЙЧЕНКО

2024 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
«Поліпшення енергоефективності транспортних засобів шляхом підвищення
коефіцієнта корисної дії колісного рушія» на здобуття ступеня доктора
філософії за спеціальністю 274 – «автомобільний транспорт»
Омельченка Василя Івановича у науково-дослідницьку діяльність

Комісія у складі:

голова – заступник директора ПрАТ "НВО Практика" кандидат
технічних наук, старший науковий співробітник КРИВИЙ Віктор Іванович

та членів комісії:

заступник директора ПрАТ "НВО Практика" ЗАХАРЕВИЧ Дмитро
Миколайович,

начальник відділу конструкторського бюро ПрАТ "НВО Практика"
ВОЛЧЕНКОВ Євгеній Олександрович,

визначила, що Науково-виробничим об'єднанням «ПРАКТИКА»
прийнято до використання при виконанні дослідницько-конструкторських та
наукових робіт результати дисертаційної роботи аспіранта ХНАДУ Омельченка
Василя Івановича за темою «Поліпшення енергоефективності транспортних
засобів шляхом підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія». До
використання прийняті наступні результати:

- раціональний вибір розподілу крутних моментів між ведучими колесами різних осей;
- визначення коефіцієнта корисної дії колісного рушія при русі автомобіля по поверхні, яка деформується;
- аналіз впливу розподілу крутних моментів між ведучими колесами різних осей на енергетичну ефективність двовісного автомобіля.

Підписи членів комісії

Голова комісії

Заступник директора

ПрАТ “НВО Практика” ктн, снс



Віктор КРИВИЙ

Члени комісії:

Начальник конструкторського бюро

ПрАТ “НВО Практика”



Дмитро ЗАХАРЕВИЧ

Начальник відділу конструкторського

бюро ПрАТ “НВО Практика”



Євгеній ВОЛЧЕНКОВ

« 28 » 05 2024 р.

ДОДАТОК Б
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА
ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. Podrihalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Rational choice of torques distribution between the front and back electric motors of automobile wheels drive. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1277, United Kingdom, 29 September – 1 October, 2023, Vol. 1277. 2023. P. 1-8. DOI: 10.1088/1757-899X/1277/1/012023.

URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1277/1/012023/pdf>

2. Podryhalo M., Kaidalov R., Gritsuk I., Omelchenko V. Rational Choice of Engines of Tractor Vehicle and Active Trailer Link. *Transbaltica XIV: Transportation Science and Technology*. Proceeding of the 14th International Conference TRANSBALTICA, Lithuania, 14-15 September, 2023, P. 143–148.

Статті у наукових фахових виданнях України:

3. Kaidalov R., Omelchenko V., Podryhalo M. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2021. №2 (17). С. 11-16. DOI:10.36910/automash.v2i17.629

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/629/610>

4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 2022. № 21. С.31-39. DOI:10.30977/AT.2019-8342.2022.21.08

URL: <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/258933/256645>

5. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 2022. № 2 (19). С.174-181. DOI: 10.36910/automash.v2i19.916

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/916/870>

6. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування*, 2023. №1. С. 40-46. DOI: 10.20998/2078-6840.2023.1.04 URL: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.04>

7. Подригало М.А., Артьомов М.П., Третяк В.М., Краснокутський В.М., Омельченко В.І. Коефіцієнт корисної дії колісного рушія трактора за руху по ґрунку. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва*, 2023. №1 (115). С.143-150. DOI: <https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-1-15> URL: <https://journal.imaap.org.ua/info/attach.php?id=644>

Опубліковані праці апробаційного характеру:

8. Omelchenko V. Kaidalov R. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«The driving force of science and trends in its development»*: збірник тез доповідей І Міжнародної науково-теоретичної конференції, 26 січня 2021р., Великобританія : Ковентрі, 2021. – С.24-25.

9. Омельченко В.І., Кайдалов Р.О. Шляхи підвищення логістичних перевезень автомобільними поїздами з активними причепами. *«Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України»*: збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції кафедри оперативного та логістичного забезпечення оперативного факультету Національної академії Національної гвардії України, 9 лютого 2021р., Харків : НА НГУ, 2021. С. 156.

10. Omelchenko V.I. Analysis of existing constructions of road trains with active trailers. *«Внесок молодих учених в науку майбутнього»*: збірник наукових праць міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції (International Scientific and Practical Internet Conference «Contribution of Young Scientists in the Science of the Future»), 11–12 березня 2021 р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. С.79-80.

11. Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. *Міжнародний науковий журнал «Грааль науки»*: за матеріалами III Міжнародної науково-практичної конференції «Globalization of scientific knowledge: international cooperation and integration of sciences», 6 червня 2022р., Відень: Австрія, 2022. С.237-238.

12. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля. *«Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців»*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції та науково-методичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника, 19-21 жовтня 2022р., Харків: ХНАДУ, 2022. С.96-97.

13. Podrigalo M., Kaidalov R., Omelchenko V. Optimization of the mathematical model of efficiency coefficient of automobile wheel drive. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*: збірник тез доповідей XI міжнародної науково-практичної конференції, 28 жовтня 2022р., Харків: НА НГУ, 2022. С.241-242.

14. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Омельченко В.І. Раціональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми електромоторами приводу коліс автомобіля. *«Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України»*: міжнародна науково-практична конференція присвячена 30-ти річчю кафедри автомобілі та автомобільне господарство, 16-18 травня 2023р., Дніпро: Дніпровський державний технічний університет, 2023. С.28-30.

15. Подригало М.А., Артьомов М.П., Краснокутський В.М. Третяк В.М., Омельченко В.І. *«AutoTRACK-2023»*: Міжнародна науково-практична конференція, 4-5 жовтня 2023р., Київ: Національний університет біоресурсів і природокористування України, 2023. С.26-29

16. Подригало М.А. Кайдалов Р.О. Сергієнко О., Омельченко В.І. Рациональний вибір співвідношення потужностей двигунів автомобіля-тягача та активної пичіпної ланки. *«Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів»*: збірник тез доповідей XII міжнародної науково-практичної конференції, 27 жовтня 2023р., Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2023. С.260-262.

17. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса, Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Перспективи розвитку машинобудування та транспорту»*: III Міжнародна науково-технічна конференція, 1-3 червня 2023р., Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2023.

18. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Альокса М.М., Омельченко В.І. Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів. *«Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств»*: збірник матеріалів II Всеукраїнського науково-практичного онлайн-семінару, 25 травня 2023р., Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2023. С.23-25.