

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
На правах рукопису

КРАСНОКУТСЬКИЙ МАКСИМ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 629.017

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ КЕРОВАНOSTІ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ В ПРОЦЕСІ
РОЗГОНУ ТА ПОВОРOTУ.

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

М.В. КРАСНОКУТСЬКИЙ

Науковий керівник:

Полянський Олександр Сергійович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Краснокутський М.В. Поліпшення керованості гібридних автомобілів в процесі розгону та повороту. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2025р.

Останнім часом отримали бурний розвиток електромобілі та автомобілі з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, які дозволяють значно підвищити енергоефективність транспортних засобів.

В синергетичному автомобілі важливо не тільки мати два джерела енергії, но також і організувати їхню взаємодію таким чином, щоб зменшити до мінімуму непродуктивні витрати енергії. В електромобілях та синергетичних автомобілях є можливість окрім забезпечення високих показників динаміки розгону, також підвищити маневреність, як складну експлуатаційну властивість, що складається зі стійкості руху, керованості, повороткості та інше.

Результати дослідження яке проведено, дозволяє не тільки забезпечити енергоефективність синергетичних автомобілів, але і поліпшити їхню керованість за рахунок усунення нелінійності типу «зона нечутливості», як при розгоні, так і при повороті. При цьому забезпечується лінійний взаємозв'язок між керованим параметром та керуючим впливом. У зв'язку з розширенням використання гібридних автомобілів 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 і дослідно-конструкторських робіт (НДДКР) НАНГУ. Дослідження являються складовою частиною звіту за темою науково-технічної роботи від 02.04.2024 р. «Наукові основи створення наземної

роботизованої платформи з дистанційним керуванням для логістичної підтримки підрозділів Національної гвардії України № держреєстрації 0124U002659».

Мета дослідження: Поліпшення експлуатаційних властивостей гібридних автомобілів шляхом підвищення керованості при розгоні та повороті за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості».

Для досягнення поставленої мети, необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження ефективних методів управління динамікою розгону синергетичного автомобілю;
- провести теоретичне дослідження раціонального управління динамікою повороту синергетичного автомобілю;
- провести експериментальне дослідження динамічних показників синергетичного автомобілю при розгоні та повороті.

Об'єкт дослідження: Перехідні процеси та керованість гібридного автомобіля при розгоні та повороті.

Предмет дослідження: Поліпшення керованості гібридних автомобілів при розгоні та повороті за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості».

Наукова новизна: Синергетичний підхід до керування автомобілем дозволив підвищити керованість гібридного автомобіля за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості» при розгоні та повороті.

При цьому **вперше** :

- використано енергію ДВЗ для подолання статичного опору розгону автомобіля, а енергію електродвигунів – для збільшення швидкості автомобіля в процесі розгону;
- використано енергію ДВЗ (а за відсутності гідропідсилювачів рульового управління – м'язової енергії водія) для створення кутового прискорення автомобіля при повороті;

- використано енергію електромотор-колес для створення різниці крутних моментів на ведучих колесах різних бортів і поворотного моменту, що дозволяє подолати момент статичного опору повороту машини;

- визначено раціональне співвідношення між максимальною потужністю електродвигунів та максимальною ефективною потужністю ДВЗ для запропонованого способу розгону гібридного автомобіля.

Набув подальшого розвитку комбінований спосіб управління поворотом колісної машини у напрямку визначення умов зниження нелінійності типу «зона нечутливості».

Практична цінність результатів дослідження полягає у розробці способів управління розгоном та поворотом гібридного автомобіля, що забезпечують зменшення нелінійності типу «зона нечутливості», а також схем систем управління розгоном та поворотом.

Результати дослідження використовуються в ЛСА ХНАДУ у навчальному процесі та розробці перспективних автомобілів.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати досліджень, що винесені на захист, отримані автором самостійно. У спільних з іншими авторами роботах дисертантом використане наступне: у роботі [1] запропоновано метод вибору максимальної потужності ДВЗ та електродвигунів; у роботах [2, 3] схема гібридної моторно-трансмісійної установки з ДВЗ, який працює при постійній кутовій швидкості колінчастого валу; [4, 5] отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості»; в роботах [6-13] отримана аналітична залежність необхідного гальмового моменту на задньому внутрішньому колесі від кута повороту направляючих колеса, кутової швидкості, масових та геометричних параметрів автомобіля; запропоновано напрями підвищення енергоефективності за рахунок методів раціонального управління динамікою розгону і повороту синергетичного автомобіля.

Ключові слова: динаміка автомобіля, автомобіль, гальмівна сила, динамічні випробування, система курсової стійкості автомобіля, шина, енергоефективність, двигун внутрішнього згоряння, шум, вібрація та жорсткість, крутний момент, дорожній транспортний засіб, інтенсивність руху, критична швидкість, гібридний автомобіль.

Список публікацій здобувача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Andrii Molodan, Yevhen Dubinin, Oleksandr Polyanskyi, Mykola Potapov, M. Poltavskyi, M. Krasnokutskyi Changes in engines energy indicators when the cylinders are disconnected in the unloaded mode of operation; A.O. Молодан, Є.О. Дубінін, О.С. Полянський, М.М. Потапов, М.В. Полтавський. // Модулювання енергетичних властивостей двигуна при відключенні циліндрів в ненавантаженому режимі роботи //Збірник наукових праць, Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, №7(38)_I, 2023. С.110-119.

2. М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, М.В. Краснокутський, В.А. Литвин. Рациональное управление динамикой поворота заднеприводного автомобиля с мотор-колесами // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2025. Вип. 11(42), ч. II. С 328-334.

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\).II.236-2425](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42).II.236-2425)

3. Podryhalo Michael Abovich Polyansky Alexandr Sergeyevich Dubinin Yevgeniy Alexandrovich Klets Dmytro Mikhailovich Baidala Vladyslava Yuryevna Krasnokutskyi Maksym Vladimirovich Improving the accuracy of wheeled vehicle acceleration estimation during testing

Подригало Михайло Абович Полянський Олександр Сергійович, Дубінін Євген Олександрович Клец Дмитро Михайлович Байдала Владислава Юріївна Краснокутський Максим Володимирович Підвищення точності оцінювання прискорень колісних машин при випробуваннях // Збірник наукових праць, Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, №8(39)_I, 2023. С. 146-152.

4. Andrii Molodan, Oleksandr Polyanskyi Yevhen Dubinin, O. Sokolovskyi, M. Krasnokutskyi. Theoretical calculations of the relative additional fuel consumed when shutting down the cylinder; А.О. Молодан, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, О Соколовський, М.Краснокутський. Теоретичні розрахунки відносної додаткової витрати палива при відключенні циліндра. // Збірник наукових праць, Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, №8(39)_II, 2023. С. 144-149.

5. А.О. Молодан, Є.О. Дубінін, Д.М. Клец, О.С. Полянський, А.І. Коробко, В.Ю. Байдала, М.В. Краснокутський Вдосконалення методу випробувань динамічних властивостей колісних машин з використанням елементів штучного інтелекту // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2022. – № 1'2022. – С.115-124.

6. А. О. Молодан, Є. О. Дубінін, О. С. Полянський, М. В. Полтавський, М. В. Краснокутський Визначення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі автотракторного двигуна колісної машини // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2024. – № 1'2024. – С. 99-107. – ISSN 2078-6840. (категорія Б)

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав:

7. (Скопус). Підвищення енергоефективності транспортних засобів з використанням комбінованої електромеханічної системи двигун-трансмсія. Подригало М., Полянський О., Кайдалов Р., Дубінін Є., Абрамов Д., Молодан А., Коробко А., Холодов М., Омельченко В., Краснокутський М. / Increasing Energy Efficiency of Vehicles Using Combined Electromechanical Engine-Transmission Systems/ :// Podrigalo, M., Polianskyi O., Kaidalov, R., Dubinin, Y.

Dmytrii Abramov, Andrii Molodan, Korobko Andrey, and Mykhailo Kholodov Vasyl Omelchenko Maksym Krasnokutskyi. "Increasing Energy Efficiency of Vehicles Using Combined Electromechanical Engine-Transmission Systems," SAE Technical Paper 2025-01-8527, 2025, doi:10.4271/2025-01-8527.

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

Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів:

8. М.А. Подригало, О.С. Полянський, В.М. Краснокутський, В.В. Будир, В.О. Степаненко. Принципи створення модельних рядів мобільних машин // XIX міжнародна наукова конференція Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба "Новітні технології – для захисту повітряного простору": тези доповідей, 12 – 13 квітня 2023 року. – Х.: ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2023. – С. 370.

9. Полянський О.С., Краснокутський М.В. Забезпечення функціональної стабільності інтелектуальним керуванням дизеля залізничного самохідного засобу. // Збірник матеріалів Всеукраїнського науково-практичного онлайн-семінару «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств» 25 травня 2023 р., м. Харків. - Харків. ХНАДУ, 2023 р. – С.38-39.

10. М.А. Подригало, О.С. Полянський, В.М. Краснокутський, В.С. Шеїн. Побудова модельних рядів автомобілів і тракторів за допомогою ентропії // Матеріали XVI міжнародної науково-практичної конференції "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту": збірник наукових праць, 23 – 25 жовтня 2023 року:– Вінниця: ВНТУ, 2023. – С. 280...282.

11. О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, Д.В. Абрамов, М.В. Краснокутський Вдосконалення процесу керування гібридним автомобілем при розгоні // XX міжнародна наукова конференція Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба "Новітні технології – для захисту повітряного простору": 02 – 03 травня 2024 року. –

Х.: ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2024. – С. 488-489.

12. Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Краснокутський М.В. Використання гібридного синергетичного приводу для підвищення керованості системи «автомобіль-моторно трансмісійна установка» при розгоні // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції “Технічний прогрес в АПВ”, Державний біотехнологічний університет, 21-22 травня 2024, Харків. – С. 154-155.

13. Подригало М.А., Полянський О.С., Краснокутський М.В. Оцінка впливу нелінійності типу «зона нечутливості» на керованість регульованої системи // Збірник матеріалів III всеукраїнського науково-практичного онлайн-семінару «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств», 29 травня 2024 р., ХНАДУ, Харків 2024. – С. 54-57

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати:

14. Пат. України на корисну модель 156050UA, МПК B060W 30/02 (2012.01) Бажинов О.В., Байдала В.Ю., Богомолів В.О., Дубінін Є.О., Краснокутський М.В., Подригало М.А., Полянський О.С., Серіков Г.С. Спосіб керування гібридним автомобілем при розгоні. Заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – u202305709, заявл. 27.11.2023, опубл. 02.05.2024, Бюл. №18.

15. Пат. України на корисну модель 157404UA, МПК B60K 6/20 (2007.10) Бажинов О.В., Богомолів В.О., Краснокутський М.В., Подригало М.А., Полянський О.С., Серіков Г.С. Спосіб керування синергетичним приводом гібридного автомобіля при розгоні. Заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – u 2023 02955, заявл. 19.06.2023, опубл. 16.10.2024, Бюл. № 42.

16. Пат. України на корисну модель 129781UA, МПК G01F 1/075 (2018.01) Байдала Т.Ю., Коробко А.І., Краснокутський В.М., Краснокутський М.В., Шеїн В.С. Спосіб вимірювання витрати рідини. Заявник і

патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – у 2018 05441, заявл. 16.05.2018, опубл. 12.11.2018, Бюл.№ 21.

17. Пат. України на корисну модель 129782UA, МПК G01F 1/075 (2006.10) Коробко А.І., Клец Д.М., Краснокутський В.М., Краснокутський М.В. Витратомір для обліку витрати рідини. Заявник і патентовласник Харківський нац. автом.-дорожній ун-т. – у 2018 05449, заявл. 16.05.2018, опубл. 12.11.2018, Бюл.№ 21.

ABSTRACT

Krasnokutsky M.V. Improving the handling of hybrid cars during acceleration and cornering. – Qualification scientific work in the form of a manuscript. - Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 274 “Automobile transport”. - Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, 2025.

Recently, electric vehicles and vehicles with a combined electromechanical drive of the drive wheels have been rapidly developing, which allow to significantly increase the energy efficiency of vehicles.

In a synergetic vehicle, it is important not only to have two energy sources, but also to organize their interaction in such a way as to minimize unproductive energy consumption. In electric vehicles and synergetic vehicles, in addition to ensuring high acceleration dynamics, it is also possible to increase maneuverability, as a complex operational property consisting of driving stability, controllability, agility, etc.

The results of the research conducted allow not only to ensure the energy efficiency of synergetic cars, but also to improve their controllability by eliminating nonlinearities such as the dead zone, both during acceleration and when turning. At the same time, a linear relationship between the controlled parameter and the control influence is ensured. In connection with the expansion of the use of hybrid cars, the problem becomes relevant.

The dissertation work was carried out in accordance with the Law of Ukraine “On Priority Areas of Development of Science and Technology” No. 2623 – 14 dated 05.12.2012.

The research was carried out in accordance with the plans for scientific research and development work (R&D) of the National Academy of Sciences of Ukraine. The research is an integral part of the report on the topic of scientific and technical work dated 04/02/2024 "Scientific foundations of the creation of a remotely controlled ground robotic platform for logistical support of units of the National Guard of Ukraine, state registration number 0124U002659".

Research objective: Improving the performance of hybrid vehicles by increasing controllability during acceleration and cornering by reducing nonlinearities such as the "dead zone".

To achieve the goal, it is necessary to solve the following tasks:

- conduct a theoretical study of methods for controlling the acceleration dynamics of a synergetic vehicle;
- conduct a theoretical study of rational control of the turning dynamics of a synergetic vehicle;
- conduct an experimental study of the dynamic indicators of a synergetic vehicle during acceleration and turning.

Research object: Transient processes and controllability of a hybrid vehicle during acceleration and cornering.

Subject of research: Improving the handling of hybrid vehicles during acceleration and cornering by reducing nonlinearities of the "dead zone" type.

Scientific novelty: A synergistic approach to driving a car allowed to improve the controllability of a hybrid car by reducing nonlinearities such as the "dead zone" during acceleration and turning..

At the same time, it was **proposed for the first time:**

- To use the energy of the internal combustion engine to overcome the static resistance of the car's acceleration, and the energy of electric motors to increase the speed of the car during acceleration;

- To use the energy of the internal combustion engine (and in the absence of power steering - the driver's muscular energy) to create the angular acceleration of the car when turning;

- To use the energy of electric motors to create a difference in torques on the driving wheels of different sides, which creates a turning moment that is used to overcome the static resistance of the car's turning.

- The combined method of controlling the turning of a wheeled vehicle **has been further developed** in the direction of determining the conditions for reducing nonlinearities of the "dead zone" type.

The practical value of the research results lies in the development of methods for controlling the acceleration and turning of a hybrid vehicle, which ensure the reduction of nonlinearities of the “dead zone” type, as well as schemes for acceleration and turning control systems.

The research results are used at the LSA KhNADU in the educational process and the development of promising vehicles.

Personal contribution of the applicant. The scientific results of the research submitted for defense were obtained by the author independently. In joint works with other authors, the doctoral candidate used the following: in work [1] a method for selecting the maximum power of internal combustion engines and electric motors was proposed; in works [2, 3] a scheme of a hybrid motor-transmission unit with an internal combustion engine operating at a constant angular velocity of the crankshaft; [4, 5] an equation was obtained that allows organizing the control of the turn of a rear-wheel drive vehicle with motor-wheels provided that there is no nonlinearity of the “dead zone” type; in works [6-13] an analytical dependence of the required braking torque on the rear inner wheel on the angle of rotation of the guide wheels, angular velocity, mass and geometric parameters of the vehicle was obtained; directions for increasing energy efficiency were proposed through methods of rational control of the dynamics of acceleration and turning of a synergetic vehicle.

Keywords: vehicle dynamics, automobile, braking force, dynamic testing, car course stability system, tyre, energy efficiency, internal combustion engine, noise, vibration and harshness, torque, road vehicle, traffic intensity, critical speed, hybrid car.

List of publications of the applicant.

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

1. Andrii Molodan, Yevhen Dubinin, Oleksandr Polyanskyi, Mykola Potapov, M. Poltavskyi, M. Krasnokutskyi Changes in engines energy indicators when the cylinders are disconnected in the unloaded mode of operation. // Collection of scientific papers, Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, №7(38)_I, 2023. P.110-119.

2. M.A. Podrygalo, O.S. Polyansky, E.O. Dubinin, M.V. Krasnokutsky, V.A. Lytvyn. Rational control of the dynamics of turning a rear-wheel drive vehicle with motor-wheels // Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2025. Issue 11(42), part II. P. 328-334.

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\).II.236-2425](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42).II.236-2425)

3. Podryhalo Michael Abovich Polyansky Alexandr Sergeyevich Dubinin Yevgeniy Alexandrovich Klets Dmytro Mikhailovich Baidala Vladyslava Yuryevna Krasnokutskyi Maksym Vladimirovich Improving the accuracy of wheeled vehicle acceleration estimation during testing. // Collection of scientific papers, Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, №8(39)_I, 2023. P. 146-152.

4. Andrii Molodan, Oleksandr Polyanskyi Yevhen Dubinin, O. Sokolovskyi, M. Krasnokutskyi. Theoretical calculations of the relative additional fuel consumed when shutting down the cylinder; // Collection of scientific papers, Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, №8(39)_II, 2023. C. 144-149.

5. A.O. Molodan, E.O. Dubinin, D.M. Klets, O.S. Polyansky, A.I. Korobko, V.Yu. Baidala, M.V. Krasnokutsky Improving the method of testing the dynamic properties of wheeled vehicles using elements of artificial intelligence // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor

Engineering, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: collection of scientific works / National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022. – № 1'2022. – P.115-124.

6. А. О. Молодан, Є. О. Дубінін, О. С. Полянський, М. В. Полтавський, М. В. Краснокутський Визначення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі автотракторного двигуна колісної машини // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: collection of scientific works / National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2024. – № 1'2024. – P. 99-107.

Publications in scientific periodicals of foreign countries:

7. **(Скопс).** Increasing Energy Efficiency of Vehicles Using Combined Electromechanical Engine-Transmission Systems/ :// Podrigalo, M., Polianskyi O., Kaidalov, R., Dubinin, Y. Dmytrii Abramov, Andrii Molodan, Korobko Andrey, and Mykhailo Kholodov Vasyl Omelchenko Maksym Krasnokutskyi. “Increasing Energy Efficiency of Vehicles Using Combined Electromechanical Engine-Transmission Systems,” SAE Technical Paper 2025-01-8527, 2025, doi:10.4271/2025-01-8527.

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

Scientific works that demonstrate the validation of scientific results:

8. M.A. Podrygalo, O.S. Polyansky, V.M. Krasnokutsky, V.V. Budyr, V.O. Stepanenko. Principles of creating model lines of mobile vehicles // 19th International Scientific Conference of the Ivan Kozhedub Kharkiv National University of Air Forces “Latest Technologies - for Airspace Protection”: abstracts, April 12-13, 2023. – Kh.: I. Kozhedub Kharkiv National University of Air Forces, 2023. – P. 370.

9. Polyansky O.S., Krasnokutsky M.V. Ensuring functional stability by intelligent control of a diesel engine of a railway self-propelled vehicle. // Collection of materials of the All-Ukrainian scientific and practical online seminar "Improving the quality of products of machine-building and repair enterprises" May 25, 2023, Kharkiv. - Kharkiv. KhNADU, 2023. – P.38-39.

10. M.A. Podrygalo, O.S. Polyansky, V.M. Krasnokutsky, V.S. Shein. Construction of model lines of cars and tractors using entropy // Materials of the XVI international scientific and practical conference “Modern technologies and prospects for the development of road transport”: collection of scientific papers, October 23 – 25, 2023:– Vinnytsia: VNTU, 2023. – P. 280...282.

11. O.S. Polyansky, E.O. Dubinin, D.V. Abramov, M.V. Krasnokutsky Improving the process of controlling a hybrid car during acceleration // XX International Scientific Conference of the Ivan Kozhedub Kharkiv National University of the Air Force “Latest Technologies - for Airspace Protection”: May 02 - 03, 2024. - Kh.: I. Kozhedub Kharkiv National University of the Air Force, 2024. – P. 488-489.

12. Podrygalo M.A., Polyansky O.S., Dubinin E.O., Krasnokutsky M.V. Use of a hybrid synergic drive to increase the controllability of the “vehicle-motor transmission unit” system during acceleration // Collection of abstracts of the International Scientific and Practical Conference “Technical Progress in Automatic Transmission”, State Biotechnological University, May 21-22, 2024, Kharkiv. – P. 154-155.

13. Podrygalo M.A., Polyansky O.S., Krasnokutsky M.V. Assessment of the influence of nonlinearity of the “dead zone” type on the controllability of a regulated system // Collection of materials of the III All-Ukrainian scientific and practical online seminar “Improving the quality of products of machine-building and repair enterprises”, May 29, 2024, KhNADU, Kharkiv. 2024. – P. 54-57

Scientific papers that additionally reflect scientific results:

14. Patent of Ukraine for a utility model 156050UA, MPK B060W 30/02 (2012.01) Bazhynov O.V., Baidala V.Yu., Bogomolov V.O., Dubinin E.O., Krasnokutsky M.V., Podrygalo M.A., Polyansky O.S., Serykov G.S. Method of controlling a hybrid car during acceleration. Applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Road Univ. – u202305709, appl. 27.11.2023, publ. 02.05.2024, Bull. No. 18.

15. Patent of Ukraine for a utility model 157404UA, MPK B60K 6/20 (2007.10) Bazhynov O.V., Bogomolov V.O., Krasnokutsky M.V., Podrygalo M.A., Polyansky O.S., Serikov G.S. Method of controlling the synergetic drive of a hybrid vehicle during acceleration. Applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Road University – u 2023 02955, appl. 19.06.2023, publ. 16.10.2024, Bull.№ 42.

16. Patent of Ukraine for a utility model 129781UA, MPK G01F 1/075 (2018.01) Baidala T.Yu., Korobko A.I., Krasnokutsky V.M., Krasnokutsky M.V., Shein V.S. Method of measuring fluid flow. Applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Road University – u 2018 05441, appl. 16.05.2018, publ. 12.11.2018, Bull.№ 21.

17. Patent of Ukraine for a utility model 129782UA, MPK G01F 1/075 (2006.10) Korobko A.I., Klets D.M., Krasnokutsky V.M., Krasnokutsky M.V. Flowmeter for recording liquid flow. Applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Road University – u 2018 05449, filed 16.05.2018, published 12.11.2018, Bull. No. 21.

ЗМІСТ

Вступ.....	18
Розділ 1 Аналіз відомих досліджень маневреності колісних машин та напрямів її підвищення.....	23
1.1 Показники та критерії оцінки маневреності колісних машин.....	23
1.2 Існуючі напрями підвищення маневреності колісних машин.....	32
1.3 Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту.....	36
1.4 Показники і критерії енергоефективності автомобілів.....	40
1.5 Порівняльний аналіз автомобілів з бензиновим двигуном, гібридним і електричним приводами.....	46
1.6 Висновки за розділом 1 і постановка завдань дослідження	52
Розділ 2 Раціональне управління динамікою розгону синергетичного автомобілю.....	53
2.1 Загальні положення.....	53
2.2 Оцінка можливостей використання гібридного синергетичного приводу для підвищення керованості системи «автомобіль-моторно-трансмісійна установка при розгоні.....	54
2.3 Вибір потужності ДВЗ і електродвигуна при проектуванні гібридних автомобілів.....	62
2.4 Зменшення зони нечутливості під час переходу автомобіля до руху заднім ходом.....	69
2.5 Висновки за розділом 2.....	70
Розділ 3 Раціональне управління динамікою повороту синергетичного автомобілю	72
3.1 Загальні положення.....	72
3.2 Раціональне управління динамікою повороту задньопривідного автомобіля з мотор-колесами.....	75

3.3 Рациональне управління динамікою повороту передньопривідного автомобіля	82
3.4 Рациональне управління динамікою повороту повнопривідного автомобіля	87
3.5 Оцінка чутливості автомобіля до появи збурюючих кутових прискорень при стійкому повороті.....	91
3.5.1 Задньопривідний автомобіль.....	91
3.5.2 Передньопривідний автомобіль.....	94
3.5.3 Повнопривідний автомобіль.....	96
3.5.4 Оцінка чутливості автомобіля до появи збурюючого кутового прискорення.....	96
3.6 Висновки за розділом 3.....	100
Розділ 4 Експериментальні дослідження режимів руху легкових автомобілів з різними видами силових агрегатів.....	102
4.1 Програма-методика експериментальних досліджень.....	102
4.2 Обробка експериментальних даних.....	106
4.3 Висновки за розділом 4.....	113
Висновки.....	115
Список використаних джерел.....	118
Додатки.....	129
Додаток 1 Акти впровадження.....	130
Додаток 2 Патенти.....	133

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Останнім часом отримали бурний розвиток електромобілі та автомобілі з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, які дозволяють значно підвищити енергоефективність транспортних засобів.

В синергетичному автомобілі важливо не тільки мати два джерела енергії, но також і організувати їхню взаємодію таким чином, щоб зменшити до мінімуму непродуктивні витрати енергії. В електромобілях та синергетичних автомобілях є можливість окрім забезпечення високих показників динаміки розгону, також підвищити маневреність, як складну експлуатаційну властивість, що складається зі стійкості руху, керованості, повороткості та інше.

Результати дослідження, яке проведено, дозволяє не тільки забезпечити енергоефективність синергетичних автомобілів, але і поліпшити їхню керованість за рахунок усунення нелінійності типу «зона нечутливості», як при розгоні, так і при повороті. При цьому забезпечується лінійний взаємозв'язок між керованим параметром та керуючим впливом. У зв'язку з розширенням використання гібридних автомобілів задача стає актуальною.

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

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 і дослідно-конструкторських робіт (НДДКР) НАНГУ. Дослідження являються складовою частиною звіту за темою науково-технічної роботи від 02.04.2024 р. «Наукові основи створення наземної роботизованої платформи з дистанційним керуванням для логістичної підтримки підрозділів Національної гвардії України № держреєстрації 0124U002659».

Мета дослідження: Поліпшення експлуатаційних властивостей гібридних автомобілів шляхом підвищення керованості при розгоні та повороті за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості».

Для досягнення поставленої мети, необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження ефективних методів управління динамікою розгону синергетичного автомобілю;
- провести теоретичне дослідження раціонального управління динамікою повороту синергетичного автомобілю;
- провести експериментальне дослідження динамічних показників синергетичного автомобілю при розгоні та повороті.

Об'єкт дослідження: Перехідні процеси та керованість гібридного автомобіля при розгоні та повороті.

Предмет дослідження: Поліпшення керованості гібридних автомобілів при розгоні та повороті за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості».

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

- в теоретичній частині використовувалися аналітичні методи теоретичної механіки, метод парціальних прискорень, 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: Синергетичний підхід до керування автомобілем дозволив підвищити керованість гібридного автомобіля за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості» при розгоні та повороті.

При цьому **вперше** :

- використано енергію ДВЗ для подолання статичного опору розгону автомобіля, а енергію електродвигунів – для збільшення швидкості автомобіля в процесі розгону;

- використано енергію ДВЗ (а за відсутності гідропідсилювачів рульового управління – м'язової енергії водія) для створення кутового прискорення автомобіля при повороті;

- використано енергію електромотор-колес для створення різниці крутних моментів на ведучих колесах різних бортів і поворотного моменту, що дозволяє подолати момент статичного опору повороту машини;

- визначено раціональне співвідношення між максимальною потужністю електродвигуна та максимальною ефективною потужністю ДВЗ для запропонованого способу розгону гібридного автомобіля.

Набув подальшого розвитку комбінований спосіб управління поворотом колісної машини у напрямку визначення умов зниження нелінійності типу «зона нечутливості».

Практична цінність результатів дослідження полягає у розробці способів управління розгоном та поворотом гібридного автомобіля, що забезпечують зменшення нелінійності типу «зона нечутливості», а також схем систем управління розгоном та поворотом.

Результати дослідження використовуються в ЛСА ХНАДУ у навчальному процесі та розробці перспективних автомобілів.

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

- провів аналіз існуючих методів підвищення керованості синергетичних автомобілів при розгоні і повороті;
- запропоновано метод вибору максимальної потужності ДВЗ та електродвигунів;
- схема гібридної моторно-трансмісійної установки з ДВЗ, який працює при постійній кутовій швидкості колінчастого валу;

- отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості»;
- отримана аналітична залежність необхідного гальмового моменту на задньому внутрішньому колесі від кута повороту направляючих колеса, кутової швидкості, масових та геометричних параметрів автомобіля;
- запропоновано напрями підвищення енергоефективності за рахунок методів раціонального управління динамікою розгону та повороту синергетичного автомобілю.

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати досліджень, які викладені у дисертації були обговорені і схвалені на науково-практичних конференціях різного рівня: 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. Міжнародної науково-практичної конференції “Технічний прогрес в АПВ”, Державний біотехнологічний університет, 21-22 травня 2024. III всеукраїнському науково-практичному онлайн-семінарі «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств», 29 травня 2024 р., ХНАДУ.

Обґрунтованість та достовірність результатів роботи, наведених у дисертації забезпечуються:

- коректним використанням сучасних методів теоретичного та експериментальних досліджень;
- узгодженістю 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 опубліковано в 6 наукових статтях, у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, в 1 науковій статті у виданні, що зареєстровано у науково-метричній базі Web of Science, у 6 тезах доповідей на конференціях та 4 патентах на корисну модель.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з анотації, змісту, вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 132 сторінки, 20 рисунків, 4 таблиці.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАНЕВРЕНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН ТА НАПРЯМІВ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

1.1 Показники та критерії оцінки маневреності колісних машин

Маневреність, як зазначав професор Закін Я.Х. та й інші автори [1–4], є складною (комплексною) експлуатаційною властивістю автомобіля. Маневреність автомобіля і автопоїзда являє собою сукупність таких властивостей, які забезпечують можливість безперешкодного поступального криволінійного руху їх опорною поверхнею, що має обмеження в розмірах своєї вільної (проїжджої) площини і її форми [1].

У роботі [5] саме маневрування розглядалося як перехідний процес від одного стану динамічної рівноваги (режиму усталеного руху) до іншого. Крім того, запропоновано розглядати маневрування як процес, а маневр – як закінчену дію [5].

Під маневром [5] розуміються розгін, гальмування і рух автомобіля з постійною кутовою швидкістю в площині дороги (простий маневр) або поворот, маневрування в умовах обмеженого простору, обгін, рух “змійкою”, тощо (складний). При складному маневрі вектор швидкості автомобіля зазнає багаторазової послідовної зміни свого напрямку та величини.

Тому, маневреність є комплексною експлуатаційною властивістю, яка включає до себе ряд більш простих властивостей – керованість, поворотливість і вписуваність. У свою чергу, зазначені експлуатаційні властивості, також є складні та складаються з більш простих властивостей.

Наприклад, властивість керованості (здатності адекватно реагувати на керуючу дію) включає легкість управління, стійкість і повертаність. Під керуючими діями потрібно розуміти вплив водія не тільки на рульове колесо,

а також і на педалі подачі палива, гальма та важиль перемикання передач [5–7].

Повертаність характеризує властивість автомобіля здійснювати додатковий рух у площині дороги, обумовлений бічною еластичністю шин. Легкість керування автомобілів у класичній літературі [1–4] розглядають з позицій оцінки зусиль, що прикладаються до кермового колеса. Під час руху на повороті стійкість завжди розглядалася [1] як складова властивість керованості.

Однак виникає питання про те, що при маневруванні автомобіль може рухатись не тільки криволінійною, а і прямолінійною траєкторією (наприклад, при русі “крабом”). Автори робіт [8–11] показали, що при прямолінійному усталеному русі стійкість автомобіля є більш складною властивістю, яка включає до себе керованість як більш просту властивість. Доказ цього твердження простий – водій використовує кермо для збереження заданого курсового кута. Однак при поганій керованості автомобіля зберегти заданий курсовий кут і, отже, курсову стійкість автомобіля неможливо.

Поворотливість у літературі [1, 12–15], присвяченій маневреності, розглядається як властивість автомобіля здійснювати поворот з мінімальним радіусом кривизни траєкторії. При повороті на місці розглядається статична поворотливість, а під час руху із заданою швидкістю – динамічна поворотливість. В роботах [1, 4] введено поняття поперечної рухомості автомобіля, як складовою поворотливості. Це стало необхідністю в зв’язку з появою нетрадиційних способів маневрування [4], наприклад, рух “крабом” (передні і задні направляючі колеса повернуті в один бік на однаковий кут).

Вписуваність (зовнішня і внутрішня) характеризує здатність автомобіля, а особливо автопоїзда, вписуватися в обмежений простір, що виділяється для його руху. Властивість вписуваності більш широке поняття ніж поворотливість, яка не враховує зовнішніх факторів при маневрі.

Комплексна експлуатаційна властивість автомобіля – маневреність, а також його складові властивості характеризуються своїми показниками та

критеріями. Їх систематизація та класифікація має важливо значення для визначення шляхів поліпшення маневреності.

Для оцінки маневреності у роботі [5] запропоновані показники – сумарний час та середня швидкість здійснення маневру. Ці показники обрані [5] з міркувань, що маневр автомобіля може бути складним, тобто складатися з кількох простіших маневрів, що супроводжуються багаторазовим послідовним впливом на органи управління.

Як критерій оцінки тієї чи іншої властивості маневреності та маневреності в цілому може бути значення показника, що характеризує досягнутий світовий науково-технічний рівень в автомобіле- та тракторобудуванні.

У роботах [1, 6, 7, 12] було проведено аналіз всього різноманіття показників та критеріїв маневреності загалом та її окремих властивостей. На відміну від систематизації цих показників та критеріїв, виконаної в роботах [1, 6, 7, 12] пропонується розділити ці показники та критерії на три основні групи:

- силові;
- кінематичні;
- енергетичні.

Слід зазначити, що всі показники та критерії, що використовуються для оцінки маневреності автомобілів, використовуються і для оцінки маневреності інших колісних машин.

У таблиці 1.1 наведено систематизацію показників та критеріїв маневреності, виконану за пропонованими ознаками.

У таблиці 1.2 подано пояснення до параметрів, наведених у таблиці 1.1.

Аналіз показників та критеріїв властивостей маневреності, наведених у таблиці 1.1, показує, що найбільш об'єктивними показниками можуть бути наступні:

- кутове прискорення машини у площині дороги $\varepsilon_z = \frac{d\omega_z}{dt}$ для оцінки

керованості;

– кутова швидкість машини у площині дороги ω_z для оцінки поворотливості;

– час виконання T_M заданого маневру для оцінки маневреності.

Таблиця 1.1 – Систематизація показників та критеріїв маневреності [1, 4, 5, 13, 16, 17–20]

№ з/п	Група показників та критеріїв	Позначення	Формула для розрахунку	Характеризована властивість маневреності
1	2	3	4	5
Силові				
1	Бічна сила на передній осі [21]	R_{δ_1}		керованість
2	Повертаючий момент [24]	$M_{\text{пов}}$	$M_{\text{пов}} = \frac{mg\varphi}{\alpha} L \sin \alpha$	легкість управління
3	Дотична реакція на ведучих колесах [36]	$R_{\text{квед}}$		легкість управління
4	Бічна сила на задньої осі [21,24]	R_{δ_2}		стійкість
Кінематичні				
5	Чутливість до виконання маневру [25]	μ, μ_i	$\mu = \frac{dk}{d\alpha_{pk}}, \mu_i = \frac{dk}{d\alpha}$ $\mu = \frac{dy}{d\alpha_{pk}}, \mu_i = \frac{dy}{d\alpha}$	керованість
6	Критерій керованості Смирнова Г.А. [36]	y_M	$y_M = \frac{\mu z}{t_n}$	керованість
7	Кутове прискорення повороту машини [36]	$\frac{d\omega_z}{dt}$		керованість
8	Граничне за умовами зчеплення кутове прискорення [36]	$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{np}$		керованість

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5
9	Гранична швидкість повороту керованих коліс [36]	$\alpha_{\max}$		керованість
10	Передатна функція системи [36]	$W(P)$	$W(P) = \frac{\Delta\psi}{\Delta\alpha_{pk}}$	керованість
11	Критична лінійна швидкість машини по ковзанню передніх коліс [36]	$(V_{X_1})_{kp}$		керованість
12	Різниця кутів уводу передньої та задньої осі [21, 37]	$\delta_1 - \delta_2$	$\frac{R_{\delta_1}}{K_{y_1}} - \frac{R_{\delta_2}}{K_{y_2}}$	ступінь поворотності
13	Критична лінійна швидкість машини під час маневру [33] – з уводу [33,37] – зі заносу [33,37] – з перекидання [33,38]	V_{kp} $V_{зан}$ $V_{опр}$	$V_{kp} = \sqrt{\frac{L}{m_2^n (K_{\phi_2} - m_1^n) K_{\phi}}}$ $V_{зан} = \sqrt{R_c \phi g} \times \sqrt{1 - R_X^2 \left(\frac{L}{q m \phi g} \right)^2}$ $V_{опр} = \sqrt{\frac{B R_c g}{2h}}$	керованість, стійкість
14	Кривизна траєкторії [24]	K	$K = \frac{tg(\alpha)}{L}$	статична поворотливість
15	Ступінь нестійкості [39]	Λ	$\Lambda = V - \frac{\phi g L}{ V } / a + \frac{iz}{a}$	стійкість
16	Мінімальний радіус повороту [39]	R_{min}	$R_{min} = \frac{L}{tg(\bar{\alpha}_{пред})} = \frac{L}{\sqrt{(\phi / f)^2 - 1}}$	статична поворотливість
17	Граничний кут повороту керованих коліс [36]	$\bar{\alpha}_{пред}$	$\bar{\alpha}_{пред} = arctg \left(\sqrt{(\phi / f)^2 - 1} \right)$	статична поворотливість
18	Лінійна швидкість руху на повороті заданого радіусу R [21,35,39]	V_R		динамічна поворотність

Кінець табл. 1.1

1	2	3	4	5
19	Максимальна кутова швидкість повороту машини [36]	ω_{max}		динамічна поворотність
20	Мінімальна площа опорної поверхні [21]	F_{min}		динамічна поворотність
21	Лінійна швидкість поперечного зміщення центру мас [36]	V_{CY}		поперечна рухливість
22	Час виконання маневру [25]	T_M		маневреність
Енергетичні				
23	Узагальнений критерій Фаробіна [21,24]	Y_{B-M}	$Y_{B-M} = \alpha_1 \frac{V_z}{V_{max}} + \alpha_2 \frac{Q_{np}}{Q_S} + \alpha_3 \frac{\mathcal{E}_{np}}{\mathcal{E}_S}$	керуваність
24	Відносне збільшення кінетичної енергії (потужності двигуна) під час виконання маневру [36]	δW	$\delta W = \left(0.5 \frac{b^2}{L^2} + \frac{iz^2}{L^2} \right)$	легкість управління

Таблиця 1.2 – Опис параметрів, що наведені у таблиці 1.1

№ з/п	Позначення параметра	Розмірність	Назва параметра
1	2	3	4
1	K	–	кривизна траєкторії руху автомобіля
2	α_{pk}	рад	кут повороту рульового колеса
3	$\bar{\alpha}$	рад	середній кут повороту напрямних коліс
4	У	м	координата бічного зміщення центру мас машини
5	$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$	рад	$\alpha_1 = 0.6, \alpha_2 = 0.2, \alpha_3 = 0.2$ [19,22] вагові показники у формулі Я.Є.Фаробіна
6	$V_S, Q_S, \mathcal{E}_S$		швидкість машини, витрата палива та енерговитрати (визначаються зусиллям на рульовому колесі його переміщенням) при проходженні спеціальної траси для оцінки керуваності

Кінець табл. 1.2

1	2	3	4
7	$V_{max}, Q_{np}, \mathcal{E}_{np}$		швидкість машини, витрата палива та енерговитрати, що визначаються на горизонтальній, твердій, прямолінійній дорозі
8	Z	—	запас стійкості
9	t_n	с	час реакції машини за кутовою швидкістю повороту або кутовим прискоренням на керуючий вплив
10	ψ	рад	курсний кут машини
11	m_1^n, m_2^n	кг	маси, приведені до колес передньої та задньої осі відповідно
12	K_{y1}, K_{y2}	н/рад	коефіцієнти опору уводу коліс передньої та задньої осі відповідно
13	R_c	м	радіус повороту центру мас машини
14	a, b	м	відстань від передньої та задньої осі до проекції центру мас машини на горизонтальну площину
15	h	м	висота центру мас машини
16	m	кг	маса машини
17	R_x	н	сумарна дотичних реакцій на колесах машини

Силкові та енергетичні критерії можуть бути використані при проектуванні автомобілів та тракторів для забезпечення здатності останніх здійснювати маневр.

Енергетичний підхід до оцінки маневреності використовувався в роботах [21–23], що дозволило визначити при проектуванні необхідний запас потужності двигуна та забезпечити високу динамічність автомобіля.

В роботах [4, 21, 24] розглядається потужність двигуна як сума трьох складових: потужність, що затрачається на здійснення поступального руху автомобіля; потужність, що необхідна для забезпечення усталеного значення кутової швидкості ω_z в площині дороги; потужність, що необхідна для підтримання створеного рульовим керуванням необхідного кутового прискорення $\frac{d\omega_z}{dt}$ при повороті. Тобто при оцінюванні маневреності необхідно враховувати все складові потужності двигуна та пам'ятати, що

будь-які невиробничі витрати потужності двигуна знижують маневреність автомобіля.

Однак, в роботах [4, 21], не враховуються енергетичні витрати двигуна при малих коливальних відхиленнях направляючих коліс від свого нейтрального положення. Поява малих коливальних відхилень відбувається внаслідок різних зовнішніх збурень, зміни технічного стану і нестабільності параметрів автомобіля, а також впливом водія на органи керування. Останнє здійснюється неперервно і тому значення кутів повороту направляючих коліс у часі має коливальний характер.

Тому, силові показники та критерії маневреності характеризують здатність автомобіля долати опір повороту. Найбільший опір виникає при вході машини у поворот. До появи кутових прискорень та швидкості машини у площині дороги механізм управління маневром (поворотом) повинен забезпечити подолання сил та моментів опору.

Оцінка енергетичних затрат на подолання опору дорожніх нерівностей дорог з твердим і деформівним покриттям розглянуто в [25,26]. Дорожні нерівності в цей роботі моделювались у виді гармонічної кривої. Витрати енергії і потужності двигуна на подолання дорожніх нерівностей визначались на основі врахування силової взаємодії коліс і нерівностей дороги. При виконанні маневра, наприклад повороті (як і в інших випадках маневрів, що супроводжується відведенням шин) на цей час не враховуються витрати енергії, пов'язані із уводом шин.

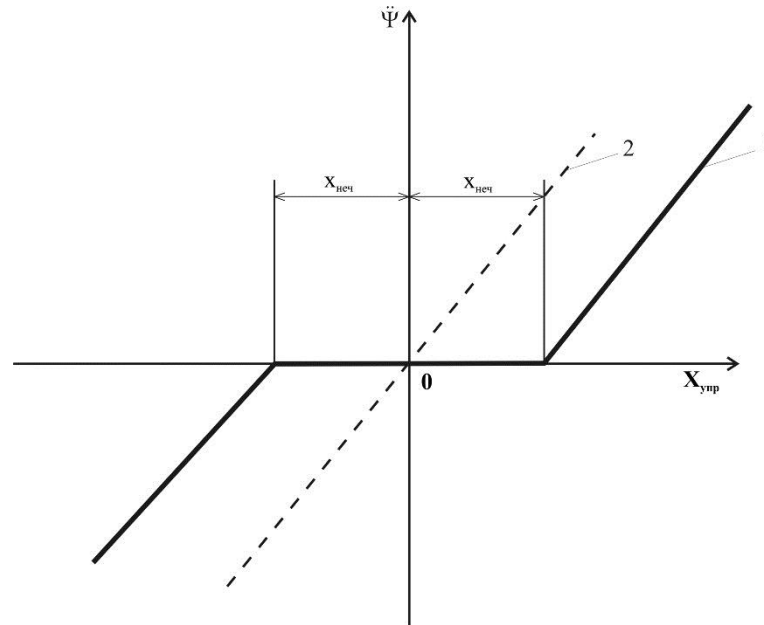
Можна вважати, що все це буде етапом подолання статичної рівноваги, що впливає на розмір зони нечутливості системи керування (рис. 1.1).

При одночасному (паралельному) керуванні поворотом машини за рахунок створення повертаючого моменту $M_{\text{пов}}$ та повороті напрямних коліс зону нечутливості $X_{\text{неч}}$ можливо прибрати.

Загалом залежність $\Psi(x_{\text{упр}})$ стає лінійною (рис.1.1 крива 2).

Повертаючий момент [4, 5, 21, 22] може створюватися різницею

дотичних реакцій дороги на колеса протилежних бортів автомобілів. Різниця дотичних реакцій, у свою чергу, може створюватися за рахунок гальмування коліс внутрішнього борту і за рахунок різниці крутних моментів на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів.



1 – за наявності зони нечутливості $X_{неч}$;

2 – за відсутності зони нечутливості $X_{неч}$

Рисунок 1.1 – Залежність кутового прискорення машини ψ у площині дороги від керуючого зусилля $X_{уп}$:

На колісних тракторах застосовують спосіб відключення зовнішнього заднього колеса від двигуна при повороті за рахунок установки на ньому обгінної муфти. При установці замість міжколісного диференціала на задній осі трактора диференціального механізму повороту з'являється можливість відключення від двигуна та загальмовування заднього внутрішнього колеса. У цьому випадку реалізується комбінований спосіб керування поворотом [4, 17, 21, 22] та підвищиться керованість колісного трактора.

Проведений аналіз показав необхідність підвищення керованості колісних машин за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості».

1.2 Існуючі напрями підвищення маневреності колісних машин

У дослідженнях багатьох провідних вчених [1, 4, 11, 24, 26–33] розглядалося питання здійснення повороту колісних та гусеничних машин у різний спосіб. У роботі [11] розроблена та представлена класифікація відомих і перспективних способів здійснення маневру (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Класифікація способів здійснення маневру колісних машин [11]

Взагалі поворот колісних машин може здійснюватися трьома наступними основними способами [4, 24, 27, 28, 34]:

- зміною кутів між подовжньою віссю і площинами обертання направляючих коліс за рахунок їх повороту;
- зміною положення однієї частини машини відносно іншої;
- зміною величини швидкостей різних коліс.

Останній спосіб аналогічний способу повороту гусеничної машини і називається “бортовим способом”. Тому в тракторобудуванні [35] цей спосіб трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого і забігаючого бортів. Автор роботи [4] вважає, що оскільки збільшення крутного моменту на забігаючому борту призводить до збільшення кутової швидкості цього борту, то визначення в роботах [12, 35] можна вважати коректними.

За кінематичного способу повороту направляючі колеса поділяються на ведучи або ведені. При усіх ведучих і направляючих колесах автомобілі і інші колісні машини володіють найкращими показниками маневреності.

Направляючі колеса однієї вісі повинні повертатися погоджено на визначені кути у відповідності із відомою [1, 4] залежністю

$$\operatorname{ctg}(\alpha'') - \operatorname{ctg}(\alpha') = \frac{B}{L}, \quad (1.1)$$

де α'' , α' – кути повороту направляючих коліс зовнішнього (відносно центру повороту) і внутрішнього бортів, відповідно, град;

B – колія коліс, м;

L – поздовжня колісна база, м.

Якщо направляючі колеса жорстко закріплені відносно вісі, а сама вісь є поворотною (направляючою), то $\alpha' = \alpha'' = \alpha$.

За виконання умови (1.1) перпендикуляри поведені до площини обертання коліс, повинні перетинатися в одній точці, що є миттєвим центром повороту або миттєвим центром швидкостей [1, 4]. Якщо відношення між α'' і α' не відповідає залежності (1.1), то відбувається погіршення керованості

машини і підвищений знос шин.

В роботах [24, 27, 28] досліджено вплив на керованість кінематичного розузгодження кутів α'' і α' внаслідок недосконалості рульового приводу направляючих коліс і запропоновано метод оптимізації геометричних параметрів рульової трапеції. Вказане явище також може бути викликане функціональною нестабільністю рульового керування внаслідок погіршення його технічного стану.

При усіх направляючих колесах колісної машини, якщо колеса передньої і задньої вісей повертаються в протилежні напрямки, то підвищується її маневреність і поворотливість.

При повороті усіх передніх і усіх задніх коліс на однаковий кут в одну сторону реалізується рух колісної машини, що отримав назву “рух крабом”. У цьому випадку рух машини здійснюється під кутом, що рівняється куту повороту направляючих коліс. При цьому поздовжня вісь машини зберігає початковий напрямок [4].

В роботі [36] показано, що динамічний спосіб здійснення повороту дозволяє отримати мінімальний радіус у порівнянні з кінематичним способом, але при цьому значно збільшується необхідний повертаючий момент. Більш детально питання динамічного способу повороту колісних і гусеничних машин розкрито в роботах О.А.Бобошко [36].

В роботі [4] запропоновано розділяти динамічний спосіб повороту на швидкісний, силовий і комбінований в залежності від того, різниця яких параметрів (кутових швидкостей або моментів) створюється при вході до повороту.

Прагнення забезпечити переваги кінематичного і динамічного способів повороту призвело до появи комбінованого способу повороту [24, 27, 28]. У цьому випадку, для реалізації високої ефективності процесу повороту, необхідно точно погодити роботу між рульовим керуванням та трансмісією, між двигуном і гальмівною системою [37]. В роботах [31, 32] показано, що при комбінованому способі керування поворотом збільшується число

ступенів рухомості колісної машини. Проте, при цьому підвищуються вимоги до функціональної стабільності механізмів і систем, що забезпечують маневреність цих машин.

Останнім часом все більш зростає необхідність в використанні автомобільної техніки з підвищеною маневреністю, однак стійкої від перекидання та бокового заносу. В той же час колісна машина повинна мати габаритні розміри, що надають можливості легко вписуватись в дорожні умови та маневрувати в умовах міста і обмеженого простору та відповідати основним габаритним параметрам прохідності. А саме достатнім повинен бути дорожній просвіт, кути переднього та заднього звісу, продольний та поперечний радіуси мостів, зовнішній та внутрішній радіуси повороту, поворотна ширина коридору, кути гнучкості в вертикальній та горизонтальній площинах.

Поява в останній класифікації способів здійснення маневру (рис. 1.2 [11]) нових позицій свідчить про поїск шляхів підвищення маневреності різними авторами.

Серед напрямків підвищення маневреності колісних машин слід відмітити комбінований спосіб, який здійснюється за рахунок сумісного використання повороту напрямних коліс та бортового гальмування колісної машини [17, 27, 28]. Використання гальмівних коліс внутрішнього борту при подачі більшого крутного моменту на колеса зовнішнього борту дає можливість створити додатковий поворотний момент та підвищити маневреність машини за рахунок її властивості повороткості. Для реалізації цього способу дуже корисним є використання диференційного механізму повороту [17, 27, 38].

Використання переднього поворотного мосту [16, 39–52] дозволяє підвищити маневреність колісних машин за рахунок зменшення опору повороту машин. Однак способи, що наведені в роботах [16, 39–52], застосовують на ведених мостах. Використання поворотних (напрямних) ведучих мостів, маючих мотор-колеса (з електричним та гідрооб'ємним

приводом) дозволяє також створювати додатковий поворотний момент, що підвищує маневреність колісної машини.

Таким чином, встановлення на автомобілях передніх поворотних мостів з роздільним керування їх ведучих коліс є резервом підвищення маневреності цих машин. Усе це дозволяє стверджувати, що доцільним є проведення досліджень, присвячених питанням покращення динамики повороту колісних машин і поліпшення їхньої керованості. Слід також відзначити, що поворотні мости, у порівнянні з поворотними колесами мають менший опір повороту, що значно зменшує «зону нечутливості», яка впливає на керованість автомобілів при повороті.

1.3 Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту

На протязі останніх років широке розповсюдження отримали електромобілі й автомобілі з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, що мають назву гібридних автомобілів.

Для цілого ряду колісних транспортних засобів і спеціальних колісних технологічних машин є можливість виконання переднього мосту поворотним. Це дозволяє поліпшити маневреність зазначених машин. Використання роздільного управління електромотор-колесами переднього мосту дозволяє полегшити керування поворотом машини за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах.

Дослідження маневреності автомобілів, а також її складових властивостей (керованості, стійкості, повороткості, вписування) присвячена значна кількість робіт відомих авторів [31, 32, 55–58]. У зазначених роботах не розглядалися автомобілі, що мають передню поворотну вісь.

Математична модель повороту двохвісного автомобіля з передньою поворотною віссю розглянута в роботі [34]. Однак у роботі [34] досліджено тільки поворот автомобіля при створенні різниці дотичних реакцій дороги на

його бортах (комбінований спосіб повороту машини). Питання керування поворотом переднього ведучого мосту за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на колесах не розглядалося.

Керування переднім поворотним мостом двовісної колісної машини досліджувалося в роботі [59]. Однак у роботі [59] розглядався передній відомий міст, управління поворотом якого здійснювалося кермовим приводом і силовим гідроциліндром. Таким чином, керування поворотом переднього мосту за рахунок створення різниці дотичних реакцій у контакті передніх коліс із дорогою у відомих роботах [34, 59] не розглядалося.

Встановлення електромотор-коліс на передньому поворотному мосту при незалежному їхньому керуванні дозволяє вирішити поставлене завдання та підвищити маневреність автомобілів з електромотор-колесами на передньому поворотному мосту з використанням різниці дотичних реакцій дороги на колесах за рахунок роздільного керування електродвигунами.

Визначемо взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовою швидкістю й кутовим прискоренням автомобіля. Динамічна й математична моделі повороту автомобіля з переднім поворотним мостом запропоновані в роботі [34]. На рис. 1.3 показана схема повороту й схема сил, що діють на автомобіль.

У роботі [34] отримані також диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автомобіля з переднім поворотним мостом

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} L \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \frac{V_{x_1}^2}{L^2} b \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \cos \alpha - R_{\delta_1} \cdot \sin \alpha; \quad (1.2)$$

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x_1}^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{\delta_2} + R_{k_1} \cdot \sin \alpha; \quad (1.3)$$

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + R_{k_1} \cdot \sin \alpha, \quad (1.4)$$

де m – маса автомобіля;

α – кут повороту переднього мосту;

$\frac{d\omega_z}{dt} = \dot{\omega}_z$ – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

V_{x_1} – лінійна швидкість автомобіля щодо осі ОХ;

a, b – відстані від середини передньої й задньої осей до проекції центру мас автомобіля на площину, що проходить через зазначені осі (рис. 1.3),

$a + b = L$;

i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі ОZ;

$R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – сумарні бічні сили, що діють на передню й задню осі автомобіля;

R_{k_1}, R_{k_2} – сумарні дотичні реакції на колесах передньої й задньої осей автомобіля.

Рівняння (1.2)–(1.4) у роботі [53] отримані з умови рівності дотичних реакцій на лівих і правих колесах ($R'_{k_1} = R''_{k_1}; R'_{k_2} = R''_{k_2}$).

При наявності різниці дотичних реакцій на бортах автомобіля, обумовленої різницею нормальних реакцій дороги й різницею сил опору коченню, рівняння (1.4) прийме вигляд [53]

$$\begin{aligned} m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} (R''_{k_2} - R'_{k_2} + R''_{k_1} - R'_{k_1}) = \\ &= R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f(R''_z - R'_z). \end{aligned} \quad (1.5)$$

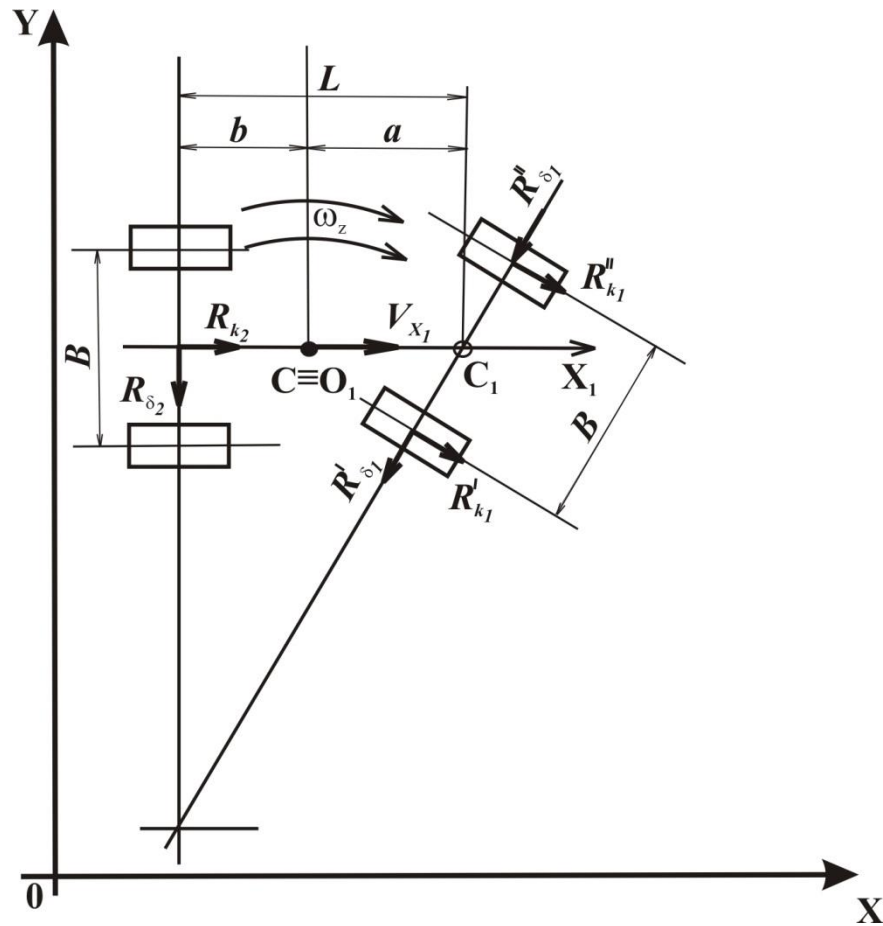


Рисунок 1.3 – Схема повороту автомобіля з переднім поворотним мостом [34].

При створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f \left[\frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - f(R'_z - R''_z) \right], \quad (1.6)$$

де R'_z, R''_z – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів, відповідно.

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником керованості [34, 56]. Кутова швидкість автомобіля в площині дороги є показником повороткості. Відносна кутова швидкість автомобіля в площині дороги визначається за формулою

$$(\omega_z)_{отн} = \frac{B}{4mfhbr_{01}} \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_{k_1}(t) dt, \quad (1.7)$$

де t_1, t_2 – час початку й кінця повороту переднього мосту.

1.4 Показники і критерії енергоефективності автомобілів

Оцінка енергетичної економічності автомобіля за витратою палива непридатна для електроавтомобілів, гібридних автомобілів і автомобілів з інерційними акумуляторами енергії. В роботах [62-65] запропоновані більш загальні показники та критерії енергетичної економічності, які враховують витрати енергії, що приходяться на одиницю шляху, пройденого автомобілем.

Автор роботи [60] запропонував для оцінки енергетичної економічності автомобіля показник і критерій – зменшення запасу джерела енергії за час проходження ділянки шляху, на який проводяться вимірювання. Величина, що зворотна вказаній, представляє собою шлях, яких проходить автомобіль при витраті мірної кількості енергії, може являтися показником і критерієм енергоефективності автомобіля [60].

В роботі [60] запропоновано рівняння енергетичного балансу автомобіля

$$\Delta W_u = \frac{\int_0^{S_M} P_K \cdot dS}{\eta_e \cdot \eta_{mp}}, \quad (1.8)$$

де ΔW_u - зміна запасу джерела енергії за час руху автомобіля на ділянці шляху, яка вимірюється;

P_K - тягова сила на ведучих колесах автомобіля;

S - шлях, який пройшов автомобіль;

S_M - довжина ділянки шляху, що вимірюється;

$\eta_e; \eta_{tr}$ - ефективний ККД двигуна і ККД трансмісії автомобіля.

Автори роботи [61] розрізняють існування рівномірного та усталеного руху. Рівномірний рух – це рух з постійною миттєвою швидкістю v , а усталений рух – це рух з постійною середньою швидкістю $\bar{V}$. З точки зору авторів[61], це має принципіальне значення. Рівномірний рух при рівності сил, що рухають і сил опору руху в будь який момент часу не потребує додаткових витрат енергії. При встановленому русі автомобіля існує динамічна рівновага, при якій різниця сил, що рухають і сил опору руху може бути додатною, дорівнювати нулю або від’ємною у різні моменти часу. В цьому випадку вектор швидкості автомобіля (як за величиною, так і за напрямом) здійснює коливання навколо свого середнього значення $\bar{V}$. При цьому відбуваються коливання рівня кінетичної енергії автомобіля і, відповідно, її втрати. В роботах [61,62] визначено взаємозв’язок між додатковими витратами енергії при усталеному русі та амплітудою коливань тягової сили і сили опору руху

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} \bar{V} \cdot t = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} S, \quad (1.9)$$

де $A_{pk}; A_{pc}$ - амплітуди коливань тягової сили та сили опору руху, відповідно;

t - час;

π - число Піфагора, 3,1416.

В роботах [61,62-65] вказано, що зі збільшенням числа циліндрів ДВЗ додаткова витрата енергії ΔW при усталеному русі зменшується. При усталеному русі електромобілів та гібридних автомобілів додаткова витрата енергії двигуна менша, ніж у автомобілів з ДВЗ [60, 61, 62-65].

Енергетичній економічності та енергетичній ефективності автомобілів також присвячені праці [66, 63, 64, 67]. Підвищенню енергоефективності автомобілів при виконанні маневру присвячені дослідження [68, 69].

Вказано, що наявність запасу потужності двигуна дозволяє підвищити маневреність автомобіля, а здатність до зберігання цього запасу забезпечує стабільність показників динамічних властивостей машини [68]. Автор дослідження [68] запропонував також енергетичний підхід до оцінки технічного стану автомобіля.

Таким чином, можна зробити висновок про те, що витрати енергії двигуна, що припадають на одиницю шляху, який пройдено, можуть бути показником та критерієм енергоефективності автомобіля.

При перевезенні пасажирів, а також при перевезенні крихких та цінних вантажів, велике значення має характер зміни прискорення автомобіля при розгоні. Характер зміни прискорень при русі характеризує комфортабельність автомобіля.

Для оцінки комфортабельності руху при розгоні і гальмуванні використовують показник – похідна прискорення за часом, яка має назву «ривок». При відсутності поштовху пасажир пристосовується до прискорення, напружуючи м'язи та підбираючи позу. При зміні прискорення змінюється і поза. Аналогічно, вантаж, до якого застосовано прискорення, деформується. Часта і швидка зміна прискорення означає часту та швидку деформацію, що може призвести до руйнування крихкого вантажу.

Для забезпечення комфортабельності пасажирів та збереження вантажу пропонується у ряді робіт [70] звести до мінімуму величини поштовху за рахунок раціонального вибору передавальних чисел трансмісії на проміжних передачах та закону зміни обертового моменту двигуна. Застосування безступінчастих передач дозволяє вирішити поставлену задачу шляхом обрання раціонального закону зміни передавального числа трансмісії. Поява електромобілів та автомобілів з комбінованою електромеханічною трансмісією (гібридних автомобілів) дозволяє спростити рішення вказаних задач.

Питанню визначення раціональних значень передавальних чисел трансмісії присвячені дослідження та публікації різних авторів [70-76]. В

роботах відомих авторів визначено імовірність роботи автомобілів на різних передачах. Результати досліджень, які наведено у відомих роботах, інформують про раціональний вибір ряду передавальних чисел трансмісії вантажних автомобілів та автобусів. Необхідність переглядання ряду передавальних чисел трансмісії викликана перетворенням та модернізацією автомобілів в процесі експлуатації [70-76]. Впливу вибору значень передавальних чисел трансмісії на паливну економічність автомобілів присвячені дослідження [70-76]. Раціональний вибір ряду передавальних чисел трансмісії забезпечує найліпшу динаміку автомобіля, особливо при його прискоренні.

Відомі дослідження динаміки автомобіля [82,83] побудовані на традиційній методиці визначення сили аеродинамічного опору руху при постійному значенні коефіцієнта C_x лобового аеродинамічного опору. Наведена в роботі [84] залежність сили аеродинамічного опору від швидкості показує падіння вказаного коефіцієнта C_x зі зростанням швидкості V_a автомобіля. Залежність, яка запропонована в роботі [84], має наступний вигляд:

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (1.10)$$

де C_x - лобовий коефіцієнт аеродинамічного опору,

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \quad (1.11)$$

Де, A_w - коефіцієнт регресії, який отримано шляхом обробки експериментальних даних [84], $\left(\frac{M}{c}\right)^n$;

n - показник ступеня при швидкості автомобіля V_a , який отримано експериментальним шляхом;

ρ - щільність повітря, при нормальних умовах $\rho = 1,2754 \text{ кг/м}^3$;

F - площа лобового перетину(мідель) автомобіля.

За традиційною методикою проектування автомобіля максимальну ефективну потужність двигуна визначають за формулою

$$N_{e \max} = \frac{P_w \cdot V_{a \max} + P_{\psi_v} \cdot V_{a \max}}{\eta_{mp} \cdot \lambda_N}, \quad (1.12)$$

де P_w - сила аеродинамічного опору, яка визначається за традиційною методикою при $C_x = \text{const}$;

$V_{a \max}$ - максимальна швидкість руху автомобіля, яка задається в технічному завданні на проектування;

P_{ψ_v} - сумарна сила дорожнього опору при повній масі m_{II} та максимальній швидкості $V_{a \max}$ автомобіля,

$$P_{\psi_v} = m_{II} \cdot g \psi_v; \quad (1.13)$$

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

ψ_v - сумарний коефіцієнт дорожнього опору при максимальній швидкості автомобіля,

$$\psi_v = f_v \pm i; \quad (1.14)$$

f_v - коефіцієнт опору коченню при максимальній швидкості автомобіля;

i - поздовжній ухил дороги;

λ_N - коефіцієнт, що дорівнює відношенню ефективної потужності N_{ev} при максимальній швидкості автомобіля до максимальної ефективної потужності двигуна,

$$\lambda_N = \frac{N_{ev}}{N_{e \max}}; \quad (1.15)$$

η_{mp} - ККД трансмісії (враховує не тільки дисипативні втрати, а й втрати на розгін мас трансмісії що обертаються).

Передавальне число трансмісії на вищій передачі визначається як

$$1/U_{mp} = \frac{\omega_{\max} \cdot r_k}{V_{a \max}}, \quad (1.16)$$

де $\omega_{\max}$ - максимальна кутова швидкість двигуна;

r_d - динамічний радіус ведучих коліс.

Як вже відмічалось, визначення сили опору повітря здійснюється при постійному значенні коефіцієнта C_x , що значно перевищує його дійсні значення. Це призводить до того, що при максимальній швидкості автомобіля потужність двигуна не повністю використовується. Необхідно корегування методики визначення передавального числа трансмісії на вищій передачі. Одночасно потребує переглядання методика вибору передавального числа ряду проміжних передач з врахуванням підвищення комфортабельності руху автомобіля при прискоренні. При цьому важливим є визначення потенційних можливостей моторно-трансмісійних установок при використанні безступеневої зміни передавального числа трансмісії.

1.5 Порівняльний аналіз автомобілів з бензиновим двигуном, гібридним і електричним приводами

У сучасному світі, коли занепокоєння навколишнім середовищем стає все більш актуальним, вибір типу привода автомобіля між ДВЗ, електроприводом або гібридним автомобілем стає все більш значущим. Цей вибір становить три інноваційних підходи до зменшення шкідливого впливу

на довкілля та збільшення економії палива. Кожен з них має свої переваги та недоліки, і рішення про те, що краще – залежить від низки факторів.

Однією з найбільших переваг автомобілів з ДВЗ є їхня здатність долати великі відстані без необхідності частих заправок або зарядок. Тому для подорожей на великі відстані може бути зручнішим, ніж електричний або гібридний автомобіль, які потребують постійного доступу до зарядних станцій.

Швидка заправка: на відміну від електричних автомобілів, заправка гібридів займає кілька хвилин, що зручно під час довгих подорожей або у разі дефіциту часу.

Економія пального: в умовах міста, де гібрид часто використовує лише електричний двигун, витрати на бензин або дизель значно зменшуються. На високих швидкостях основне навантаження лягає на двигун внутрішнього згоряння, що робить витрату пального близькою до звичайного бензинового авто

Не потрібно спеціалізовані механіки та майстерні, які можуть працювати з гібридами, що може ускладнити технічне обслуговування.

Хоча сучасні електромобілі мають значний запас ходу, він все ще залишається меншим, ніж у традиційних автомобілів із ДВЗ.

Суттєвим недоліком слід відзначити, що звичайний двигун внутрішнього згоряння витрачає велику частину енергії на тепло, тоді як електричний двигун має ефективність на рівні 85-90%.

На відміну від традиційних автомобілів, електромобілі використовують електричні двигуни для приводу коліс та забезпечення руху, що формує переваги в експлуатації.

В першу чергу це екологічна чистота: Електромобілі працюють на електриці, тому не викидають шкідливих вихлопів і не забруднюють атмосферу, що робить їх екологічно безпечнішими.

По-друге – це економія на паливі: Зарядка дешевша, ніж заправка бензином або дизелем, що економічно вигідно, особливо в довгостроковій перспективі.

Дуже важливий фактор – це їх надійність: У електромобілів менше рухомих частин, що знижує ймовірність поломок та збільшує надійність.

Також необхідно враховувати їх ергономічний показник – це тиха робота: Електромотори працюють безшумно, що робить їзду більш комфортною та спокійною.

Електричні автомобілі представляють собою великий крок вперед у розвитку транспортних технологій, пропонуючи безпечну, екологічно чисту та економічно вигідну альтернативу традиційним автомобілям. Вони не лише допомагають знизити рівень забруднення та залежність від викопних палив, але й забезпечують високий рівень енергоефективності, зручності та комфорту для водіїв. Це робить їх відмінним вибором для тих, хто прагне зробити свій внесок у збереження навколишнього середовища та знизити витрати на енергію та обслуговування транспортного засобу.

Але на сьогодні цей від транспорту має багато недоліків, які потрібно враховувати при їх експлуатації.

Основні проблеми стосуються автономності, інфраструктури зарядки, вартості та довговічності акумулятора.

Хоча сучасні електромобілі мають значний запас ходу, він все ще залишається меншим, ніж у традиційних автомобілів із ДВЗ та гібридних автомобілів.

Сучасні моделі часто мають запас ходу 200-300 км, що може бути недостатньо для далеких подорожей.

Взимку ефективність батареї суттєво знижується через холодні температури, що зменшує реальний пробіг.

Незважаючи на розвиток мережі зарядних станцій, їхня кількість та доступність усе ще залишаються проблемою в багатьох регіонах.

Час зарядки електромобіля може займати від 30 хвилин на швидких зарядках до 8-12 годин на звичайних станціях.

Батареї електромобілів мають обмежений термін служби, після чого їхня ефективність починає знижуватися. Залежно від інтенсивності використання, деградація батареї може стати помітною через 5-10 років експлуатації. Вартість заміни батареї є значною і може сягати 30-50% від вартості автомобіля. Зниження ємності акумулятора призводить до скорочення запасу ходу, що може вимагати частішої зарядки.

Утилізація акумуляторів залишається складною проблемою, оскільки їхній переробний процес поки що не є повністю екологічним.

Суттєвий внесок у майбутнє автомобільної індустрії та навколишнього середовища робить гібридний автомобіль.

Однією з найбільших переваг гібридних автомобілів є їхня здатність долати великі відстані без необхідності частих заправок або зарядок. Гібридні автомобілі мають дві основні джерела енергії: двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) та електричний двигун. Це поєднання дає водієві можливість використовувати як традиційні заправки для пального, так і можливість заряджати акумулятор від електричної мережі. Тому для подорожей на великі відстані гібрид може бути зручнішим, ніж електричний автомобіль, який потребує постійного доступу до зарядних станцій.

Менше обмежень для зарядки: навіть якщо інфраструктура зарядних станцій обмежена, ви завжди можете заправити гібрид на традиційній заправці.

Гібридні автомобілі не вимагають спеціальних навичок чи змін у стилі водіння порівняно з автомобілями з двигунами внутрішнього згоряння. Вони зберігають стандартні заправні станції для пального, що дуже зручно, особливо для водіїв, які часто подорожують і не хочуть турбуватися про доступність зарядних станцій для електричних автомобілів.

Менше турбот про інфраструктуру зарядки: навіть якщо зарядка електричних авто є недоступною, ви все одно зможете використовувати традиційне паливо.

Швидка заправка: на відміну від електричних автомобілів, заправка гібридів займає кілька хвилин, що зручно під час довгих подорожей або у разі дефіциту часу.

Завдяки використанню електричного двигуна на малих відстанях і в умовах міста, гібридні автомобілі значно економлять паливо. У таких режимах гібрид може працювати на електриці, що дозволяє зменшити витрати на паливо і знизити рівень викидів CO₂, а також зменшити частоту заправок.

Зниження викидів: використання електричної енергії зменшує загальний рівень викидів шкідливих речовин в атмосферу, порівняно з традиційними автомобілями на бензині чи дизелі.

Оскільки гібридні автомобілі мають два двигуни – електричний та бензиновий, вони зазвичай менш схильні до частих поломок порівняно з традиційними автомобілями. Електричний двигун вимагає значно менше обслуговування, оскільки він не має таких складних компонентів, як система випуску чи трансмісія, що зменшує загальний рівень технічних проблем.

Менше рухомих частин: електричний двигун має менше компонентів, які можуть зламатися, що робить його більш надійним і довговічним.

Менше витрат на обслуговування: через простоту конструкції, гібриди зазвичай вимагають меншого обслуговування, ніж автомобілі з виключно бензиновими чи дизельними двигунами.

Завдяки використанню електричного двигуна в певних режимах їзди, гібридні автомобілі зазвичай значно менш шумні, ніж традиційні автомобілі з ДВЗ. Це забезпечує комфортну та спокійну поїздку, особливо в міському середовищі, де електричний двигун менше механічних працює на малих швидкостях.

Мінімальні вібрації: через компонентів, у гібридах значно менше вібрацій, що покращує загальну якість поїздки.

Гібридні автомобілі мають низку переваг, зокрема економію пального та зниження шкідливих викидів, але вони також мають певні недоліки, які варто враховувати перед покупкою. Деякі з них стосуються витрат на обслуговування, вартості автомобіля, технологічних обмежень та впливу на довкілля.

Гібридні автомобілі часто коштують дорожче за традиційні бензинові або дизельні моделі, що може стати серйозним бар'єром для покупців.

Поєднання двох силових агрегатів (електродвигуна і ДВЗ) ускладнює конструкцію, що підвищує вартість виробництва.

Високотехнологічні акумуляторні батареї, необхідні для роботи електромотора, є дорогими у виробництві та заміні.

Навіть із можливістю економії пального, вартість гібрида може окупитися лише після кількох років активної експлуатації.

Завдяки складнішій конструкції гібридні автомобілі вимагають специфічного технічного обслуговування, яке може бути дорожчим за звичайне.

Двигуни внутрішнього згоряння та електромотори мають різні вимоги до обслуговування, що підвищує загальну вартість ремонту.

Спеціалізовані механіки та майстерні, які можуть працювати з гібридами, поки що не так широко поширені, що може ускладнити сервісне обслуговування.

Акумуляторні батареї з часом втрачають ємність і потребують заміни, що є значною витратою для власника.

Гібриди демонструють чудову економію пального у місті, проте на швидкісних автомагістралях їхня ефективність падає. На високих швидкостях основне навантаження лягає на двигун внутрішнього згоряння, що робить витрату пального близькою до звичайного бензинового авто.

Водії, які часто подорожують міжміськими маршрутами, можуть не відчувати суттєвої економії від гібрида.

Попри зменшені викиди CO_2 у порівнянні з традиційними авто, гібриди не є повністю екологічними. Вони все ще використовують викопне паливо, що спричиняє викиди парникових газів.

Виробництво та утилізація акумуляторів створює екологічні виклики, оскільки вони містять рідкоземельні метали та хімічні компоненти.

В деяких випадках, якщо гібрид працює переважно на бензині (через обмежений заряд акумулятора), він незначно відрізняється від традиційного авто за рівнем шкідливих викидів.

Гібридні автомобілі є чудовим компромісом між традиційними ДВЗ і електромобілями, однак вони не позбавлені недоліків. Висока вартість, складність технічного обслуговування та обмеження в ефективності на трасі можуть зробити їх менш привабливими для певних категорій водіїв. Окрім того, їхній вплив на екологію, хоча й менший за звичайні авто, все ще залишається проблемним. Вибір гібрида має бути ретельно зваженим відповідно до потреб водія, особливостей маршруту та доступної інфраструктури.

Користувачам слід звернути увагу на те, що підвищити ефективність роботи гібридного автомобіля можна виконуючи правила початку руху і розгону. На режимах від 0 до 40 Нм ККД електродвигуна вище ніж ККД ДВЗ при розгоні, тому працює лише електродвигун. На режимах усталеного руху ККД двигуна внутрішнього згоряння значно вище ККД електродвигуна, тому доцільно на цьому режимі відключати електродвигун та використовувати сумарний крутний момент ДВЗ і електродвигуна лише при розгонах на всіх режимах руху. На режимах максимального навантаження 160 – 200 Нм застосування сумарного крутного моменту ДВЗ і електродвигуна значно підвищить ККД роботи комбінованої гібридної силової установки.

1.6 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження

Аналіз літературних джерел та результатів наукових досліджень відомих авторів дозволил зробити наступні висновки:

- існуючи дослідження не в повній мірі вирішують проблему динамічних властивостей синергетичних автомобілів, що не дозволяє забезпечити енергоефективність та поліпшити їхню керованість при розгоні і повороті. У зв'язку з розширенням використання гібридних автомобілів задача стає актуальною;
- уточнення відомої залежності для визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору потребує переглядання підходу до вибору максимальної ефективної потужності двигуна на етапі проектування гібридного автомобіля;
- підвищення керованості процесу розгону поліпшує динамічні властивості гібридних автомобілів ;це можливо при використанні енергії ДВЗ для руху в усталеному, а енергії електричної – при розгоні машини;
- використання ДВЗ за постійному швидкісному режимі (при постійній кутовий швидкості колінчастого валу) дає можливість підвищити також і енергоефективність гібридних автомобілів.

Отримані результати дозволили сформулювати наступні задачі дослідження:

- провести теоретичне дослідження ефективних методів управління динамікою розгону синергетичного автомобілю;
- провести теоретичне дослідження раціонального управління динамікою повороту синергетичного автомобілю;
- провести експериментальне дослідження динамічних показників синергетичного автомобілю при розгоні та повороті.

2 РАЦІОНАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ДИНАМІКОЮ РОЗГОНУ СИНЕРГЕТИЧНОГО АВТОМОБІЛЯ

2.1 Загальні положення

Гібридні автомобілі, у порівнянні з автомобілями з тепловими двигунами, мають більш високу енергоефективність і екологічність. Раціональний синергетичний ефект в гібридному автомобілі може бути отриманий за допомогою законів управління як двигуном внутрішнього згоряння, так і електричними двигунами, що забезпечують мінімальну витрату енергії на рух машини.

Підведення енергії до ведучих коліс від ДВЗ найбільш ефективне при усталеному русі автомобіля. Електричний привід динамічніший, тому, його включення в роботу доцільно в неусталеному режимі, тобто при розгоні автомобіля.

Пропонується гібридний синергетичний привід, в якому ДВЗ працює не тільки в усталеному режимі руху автомобіля, але і при швидкості обертання колінчастого валу, що змінюється у вузькому діапазоні при будь-якому навантаженні. В ідеальному випадку кутову швидкість обертання колінчастого валу можна прийняти постійною величиною.

Електричні двигуни включаються в роботу на перехідних (неусталених) режимах і дозволяють автоматично здійснювати перемикання передач в коробці за підтримки постійної кутової швидкості колінчастого валу.

Гібридний синергетичний привід – силовий агрегат, конструктивна специфіка якого передбачає паралельне (одночасне) використання на загальному валу енергії двигуна внутрішнього згоряння та тягового електродвигуна за допомогою планетарної передачі, що дозволяє кожному з двигунів обертатися з будь-якою доступною і незалежною один від одного частотою, що визначається поточним режимом руху .

Дослідженню та проектуванню гібридного (синергетичного) приводу автомобілів присвячені роботи [1-7]. У зазначених роботах проведено аналіз конструкцій гібридних автомобілів, проведено оптимальний вибір компонентів електросилової установки гібридного автомобіля та оптимізацію управління. У роботі [8] обґрунтовано можливість застосування в гібридному синергетичному приводі провідних коліс постійного швидкісного режиму ДВЗ. У поєднанні з електричним приводом, це дозволяє отримати трансмісію з безступінчастою зміною передавального числа [9,10]. Однак у відомих роботах не розглянуто закони раціонального керування гібридним синергетичним приводом автомобіля під час роботи ДВЗ на постійному швидкісному режимі.

2.2 Оцінка можливостей використання гібридного синергетичного приводу для підвищення керованості системи «автомобіль-моторно-трансмісійна установка» при розгоні

Динамічні властивості характеризують здатність автомобіля рухатися під дією прикладених сил. Важливою експлуатаційною властивістю є динамічність автомобіля під час розгону, тобто здатність останнього до швидкого збільшення швидкості. Одним із показників руху автомобіля є час його розгону або до максимальної швидкості $V_{\max}$, або до швидкості $V=100$ км/год. Слід зазначити, що автомобіль є об'єктом, що регулюється [11], а синергетичний гібридний привід – автоматичний регулятор. Разом вони утворюють (у взаємодії) регульовану систему. Керуючими параметрами (входом) регульованої системи «автомобільно-моторно-трансмісійна установка» є ефективним (вихідна) потужність двигуна внутрішнього згоряння та частота обертання колінчастого валу. Управління динамікою розгону автомобіля відбувається за рахунок регулювання ефективної потужності N_e та швидкості автомобіля V . Остання змінюється за рахунок

керування кутовою швидкістю колінчастого валу ДВЗ та передавальним відношенням η_k коробки передач.

Керованість процесу розгону автомобіля, як і будь-якого іншого керованого процесу, характеризується здатністю регульованої системи адекватно реагувати на керуючий вплив. Адекватність характеризується пропорційністю зміни вихідної величини зміни Δx до вхідної величини X . У реальних конструкціях автомобілів зазначена пропорційність при керуванні моторно-трансмісійною установкою відсутня через наявність у ланцюзі управління великої кількості нелінійностей. Однією з нелінійностей типу «зона нечутливості» виникає через наявність опору руху автомобіля. Рівняння динаміки поступального руху автомобіля має вигляд

$$m \frac{dV}{dt} = P_k - P_f - P_w, \quad (2.1)$$

де m - маса автомобіля;

$\frac{dV}{dt}$ - *лінійне* прискорення автомобіля, що виникає під час розгону;

P_k - тягове зусилля на ведучих колесах;

P_f - сила опору коченню коліс,

$$P_f = m \cdot g \cdot f; \quad (2.2)$$

g - прискорення вільного падіння, $g=9,8 \text{ м/с}^2$;

f - коефіцієнт опору кочення коліс;

P_w - сила аеродинамічного опору руху автомобіля.

У роботі [12] на підставі проведення експериментів показано, що коефіцієнт лобового аеродинамічного опору не є постійною величиною, а змінюється в залежності від швидкості за гіперболічним законом

$$C_x = \frac{A_w}{V^n} \quad (2.3)$$

де V - швидкість автомобіля;

n - показник ступеня при швидкості;

A_w - коефіцієнт регресії, який за $V=1\text{м/с}$ чисельно дорівнює коефіцієнту C_x при зазначеній швидкості та має розмірність $(\text{м/с})^n$.

Сила аеродинамічного опору руху автомобіля при C_x , що змінюється за законом (2.3), має вигляд

$$P_w = \frac{A_w}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V^{2-n}, \quad (2.4)$$

де ρ - щільність повітря; за нормальних умов дорівнює $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$;

F - площа лобового перерізу (мідель) автомобіля.

У рівнянні (2.1) вихідний величиною Y регульованої системи є лінійне прискорення автомобіля $dV/dt = \dot{V}$, а вхідною величиною X – тягове зусилля на ведучих колесах P_k . При зміні вхідної величини

$$\Delta X = \Delta P_k \quad (2.5)$$

зміна вихідної величини

$$\Delta Y = \Delta \dot{V}. \quad (2.6)$$

У цьому випадку рівняння (2.2) набуде вигляду

$$m \cdot \Delta \dot{V} = \Delta P_k - m \cdot g \cdot f - \frac{A_w}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V^{2-n} \quad (2.7)$$

або у формі парціальних прискорень [13].

$$\dot{\Delta V} = \frac{\Delta P_k}{m} - g \cdot f - \frac{A}{2m} \cdot \rho \cdot F \cdot V^{2-n} . \quad (2.8)$$

Нелінійність типу «зона нечутливості» ілюструється графіком, представленим на рис.2.1 [11].

Нелінійність типу «зона нечутливості» порушує керованість регульованої системи та призводить до появи помилки

$$Z = Y_2 - Y_1 = X_{\text{неч}} \cdot \operatorname{tg} \alpha , \quad (2.9)$$

де $X_{\text{неч}}$ - рівень нечутливості, зумовлений, наприклад, тертям;

$\operatorname{tg} \alpha$ - характеризує передатну функцію регульованої системи.

Чим вище α , тим більше помилка управління рівняння (2.9). У рівнянні (2.7) зона нечутливості визначається опором руху автомобіля

$$P_c = m \cdot g \cdot f + \frac{A_w}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V^{2-n} = X_{\text{неч}} . \quad (2.10)$$

Якщо в гібридному автомобілі із синергетичним приводом використовувати потужність ДВЗ для подолання опору руху, то при включенні електричної частини двигуна при розгоні машини зона нечутливості $X_{\text{неч}}$ буде зведена до нуля.

Для вирішення поставленого завдання скористаємося моделлю складного багатокомпонентного руху, наведеною в роботі [14].

Переносним рухом буде рух із постійною швидкістю, а відносним – розгін автомобіля відносно початкової швидкості, обраної за початок відліку.

Якщо розгін проводиться з місця, то абсолютний і відносний рух збігаються.

У дослідженні [8] доведено, що розгін при постійній кутовій швидкості колінчастого валу ДВЗ є резервом підвищення енергоефективності автомобіля.

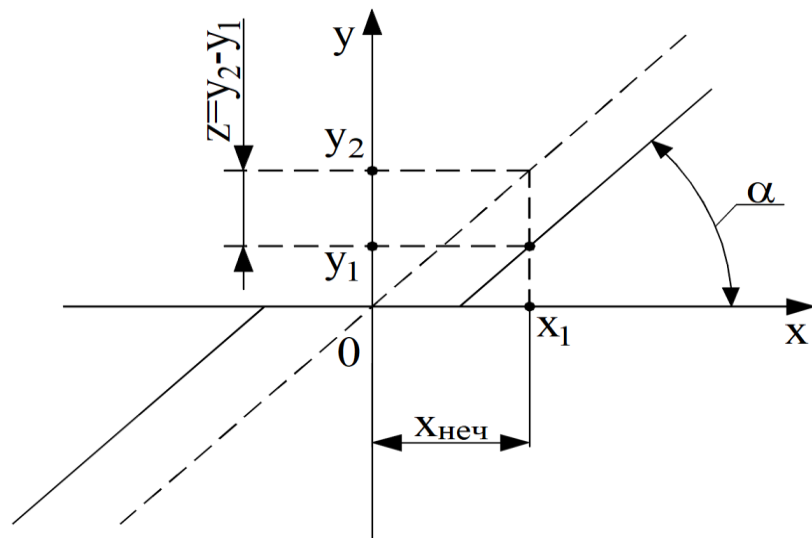
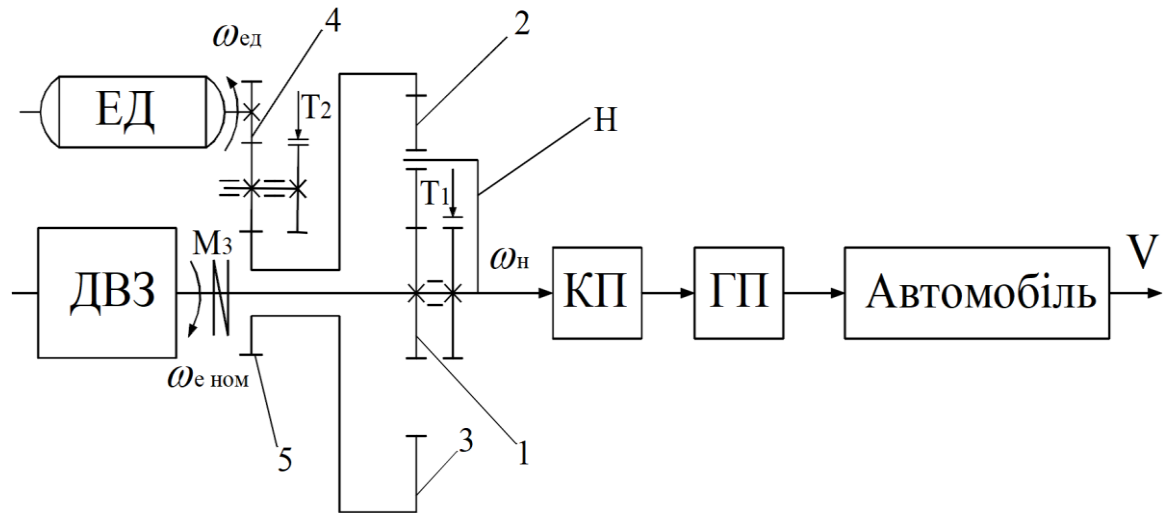


Рисунок 2.1 - Нелінійність типу «зона нечутливості»

Однак для його реалізації необхідно використовувати безступінчасту коробку передач. Використання гібридного синергетичного приводу дозволяє здійснити безступінчасту зміну швидкості автомобіля при постійному значенні кутової швидкості колінчастого валу ДВЗ. На рис.2.2 представлена схема гібридної синергетичної моторно-трансмісійної установки, що дозволяє здійснювати розгін автомобіля на постійному швидкісному режимі ДВЗ. При цьому передбачається, що на постійному швидкісному режимі зберігається можливість регулювання потужності ДВЗ у необхідних межах [8].

При роботі ДВЗ на постійному швидкісному режимі $\omega_{e\text{ ном}} = \text{const}$ за будь-якої ефективності потужності, що розвивається ДВЗ. Вхідним параметром коробки передач (КП на рис.2.2) є кутова швидкість водила H , ω_H , яка для планетарного механізму Джемса дорівнюватиме



1, 2, 3, 4, 5 - зубчасті колеса; ДВЗ - двигун внутрішнього згорання;
ЕД - електричний двигун; Н – водило.

Рисунок 2. 2 - Схема гібридної синергетичної моторно-трансмiсійної установки

$$\omega_n = \omega_{еном} \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1} \right)^{-1} + \omega_{ЕД} \cdot \frac{u_{ЕП}}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}}, \quad (2.11)$$

де $\omega_{еном}$ - номінальна кутова швидкість колінчастого валу, що зберігає постійне значення за будь-якої ефективної потужності двигуна;

$z_1; z_3$; - число зубів зубчастих коліс 1, 3;

$\omega_{ЕД}$ - кутова швидкість валу електродвигуна;

$u_{ЕП}$ - передавальне число електричного приводу від валу електродвигуна до епіциклічного колеса 3 (див. рис.2.2).

$$u_{ЕП} = \frac{Z_5}{Z_1}. \quad (2.12)$$

При $\omega_{енюм} = const$ константа вираз (2.11) можна записати у вигляді

$$\omega_n = A + B \cdot \omega_{ED} , \quad (2.13)$$

де А, В - постійні коефіцієнти.

При русі на електроприводі муфта зчеплення МЗ (див. рис.2.2) відключається, а гальмо Т₁ вмикається. В цьому випадку А=0 і кутова швидкість ω_n дорівнює кутовій швидкості вхідного валу коробки передач буде пропорційною кутовій швидкості ω_{ED} електродвигуна

$$\omega_n = B \cdot \omega_{ED} \quad (2.14)$$

При усталеному режимі руху електродвигун відключений і включене гальмо Т₂ (рис.2.2). У цьому випадку швидкість автомобіля на різних передачах дорівнюватиме

$$V_{1ном} = \omega_{енюм} Z_k (u_{к1} \cdot u_0) \quad (2.15)$$

$$V_{2ном} = \omega_{енюм} Z_k (u_{к2} \cdot u_0) \quad (2.16)$$

$$V_{3ном} = \omega_{енюм} Z_k (u_{к3} \cdot u_0) \quad (2.17)$$

$$V_{іню} = \omega_{енюм} Z_k (u_{кі} \cdot u_0) ; \quad (2.18)$$

$$V_{висш} = \omega_{енюм} Z_k (u_{квисш} \cdot u_0) , \quad (2.19)$$

де $V_{1ном}; V_{2ном}; V_{3ном}; V_{4ном}$, - номінальні швидкості автомобіля на 1,2,3-й та вищих передачах при русі на усталеному русі при відключеному електроприводі;

$u_0; u_k$ - передавальні числа коробки передач на 1,2,3-й та вищій коробках передач

$u_{k1}; u_{k2}; u_{k3}; u_{ki}; u_{kвисш}$ - передавальні числа коробки передач на 1,2,3, і-й та вищій передачах

Зміна лінійної швидкості автомобіля при переході з нижчої передачі на вищу

$$\Delta V_{1-2} = V_{2ном} - V_{1ном} = \omega_{енорм} \cdot \frac{r_k}{u_{0k}} \left(\frac{1}{u_{k2}} - \frac{1}{u_{k1}} \right) ; \quad (2.20)$$

$$\Delta V_{2-3} = V_{3ном} - V_{2ном} = \omega_{енорм} \cdot \frac{r_k}{u_{0k}} \left(\frac{1}{u_{k3}} - \frac{1}{u_{k2}} \right) . \quad (2.21)$$

На кожній передачі в коробці в межах ΔV_{i-1-V} можливе регулювання швидкості автомобіля за рахунок увімкнення електричної частини гібридного (синергетичного) приводу. При необхідності перевищити величину ΔV_{i-1-i} відбувається автоматичне перемикання коробки на більш високу передачу. На вищій передачі також збільшення швидкості автомобіля на величину Δ_{i-1-i} відбувається за рахунок розгону електричного двигуна.

На рисунку 2.3 представлена блок-схема регульованої системи керування динамікою розгону автомобіля

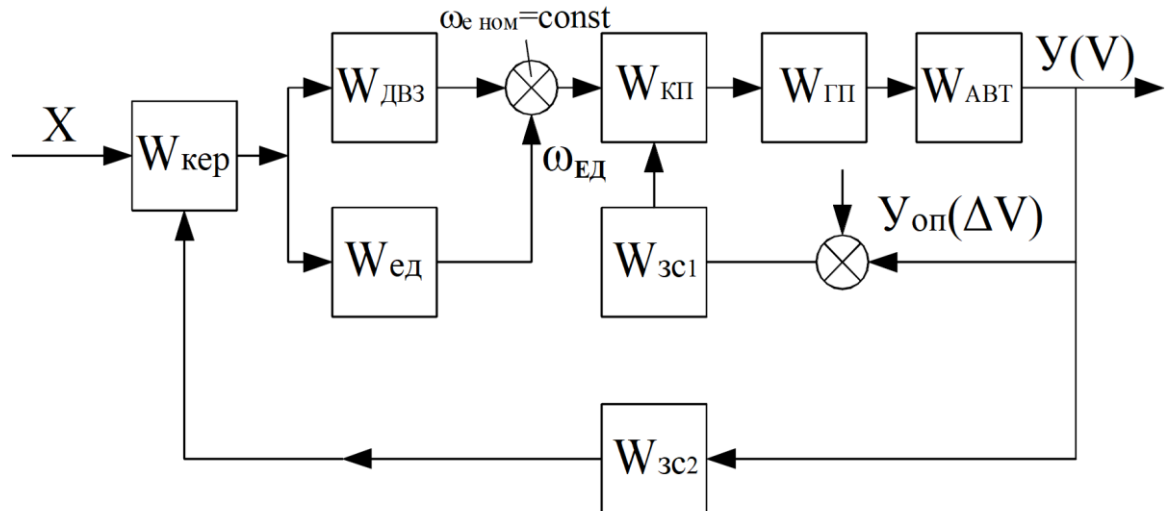


Рисунок 2.3 - Блок-схема керування динамікою розгону.

2.3 Вибір потужності ДВЗ і електродвигуна при проектуванні гібридних автомобілів

Максимальна ефективна потужність двигуна внутрішнього згорання на стадії проектування може бути визначена за наступною формулою:

$$N_{e\max} = \frac{m \cdot g \cdot f \cdot V_{\max} + \frac{A_w}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^{3-4}}{\eta_{mp}^{MTH}}, \quad (2.22)$$

де η_{mp}^{MTH} - миттєвий ККД механічної частини трансмісії.

Максимальна потужність електродвигуна може бути визначена залежно від часу розгону автомобіля T_p з місця до максимальної швидкості

$$N_{ED\max} = \frac{m \cdot V_{\max}^2}{2T_p \eta_{EP}^{MTH}}. \quad (2.23)$$

Відношення максимальної потужності електродвигуна до максимальної ефективної потужності ДВЗ дорівнює

$$\frac{N_{ED \max}}{N_{e \max}} = \frac{\frac{\eta_{mp}^{MГH}}{\eta_{ED}^{MГH}}}{\left(\frac{2 \cdot g \cdot f}{V_{\max}} + \frac{A_w \cdot \rho \cdot F}{m} \cdot V_{\max}^{1-n} \right) \cdot T_p} . \quad (2.24)$$

Аналіз виразу (2.24) показує, що зі зменшенням потрібного часу розгону автомобіля T_p до максимальної швидкості, потрібне відношення максимальної потужності електродвигуна до максимальної ефективної потужності ДВЗ збільшується. Зі зростанням маси автомобіля вказане відношення також збільшується.

Ефективна потужність двигуна внутрішнього згоряння, що витрачається на рух автомобіля з постійною швидкістю

$$N_e = \frac{A_w S F V_a^{3-n}}{2 \eta_{mp}^{MГH} \eta_{KD}^{MГH}} , \quad (2.25)$$

де $\eta_{KD}^{MГH}$ - миттєвий ККД колісного рушія;

Максимальна потужність ДВЗ, що реалізована під час руху з максимальною швидкістю без участі електродвигунів

$$N_{e \max} = \frac{A_w S F V_{a \max}^{3-n}}{2 \eta_{mp}^{MГH} \eta_{KD}^{MГH}} . \quad (2.26)$$

Максимальна потужність електродвигуна визначається за допомогою залежності (2.23). Максимальна швидкість усталеного руху автомобіля визначається при використанні одночасно ДВЗ і електродвигуна

$$\begin{aligned} V_{a \max}^I &= \sqrt[3-n]{\frac{2(N_{e \max} + N_{ED \max}) \eta_{mp}^{MГH} \eta_{ED}^{MГH}}{A_w \rho F}} = \sqrt[3-n]{\frac{2N_{e \max} \eta_{mp}^{MГH} \eta_{ED}^{MГH}}{A_w \rho F} + \frac{2N_{ED \max} \eta_{mp}^{MГH} \eta_{ED \max}^{MГH}}{A_w \rho F}} = \\ &= \sqrt[3-n]{V_{a \max}^{3-n} + \Delta V_{a \max}^{3-n}} , \end{aligned} \quad (2.27)$$

де $\Delta V_{a \max}^{3-n}$ - максимальне збільшення максимальної швидкості автомобіля за рахунок використання потужності електродвигуна.

Рівняння (2.27) можна подати у вигляді

$$V'_{a \max} = V_{a \max} \sqrt[3-n]{1 + (\delta V_{a \max})^{3-n}}, \quad (2.28)$$

де $\delta V_{a \max}$ – відносне збільшення максимальної швидкості автомобіля за рахунок додаткового використання електродвигуна,

$$\delta V_{a \max} = \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}}. \quad (2.29)$$

Враховуючи, що

$$\Delta V_{a \max} = \sqrt[3-n]{\frac{2N_{E/D \max} \eta_{mp}^{MTH} \eta_{KD}^{MTH}}{A_w \rho F}}; \quad (2.30)$$

$$V_{a \max} = \sqrt[3-n]{\frac{2N_{e \max} \eta_{mp}^{MTH} \eta_{KD}^{MTH}}{A_w \rho F}}, \quad (2.31)$$

перетворимо вираз (2.29) на вигляд

$$\delta V_{a \max} = \frac{N_{E/D \max}}{N_{e \max}}. \quad (2.32)$$

Тоді рівняння (2.28) набуде вигляду

$$\Delta V'_{a \max} = V_{a \max} \sqrt[3-n]{1 + \left(\frac{N_{E/D \max}}{N_{e \max}} \right)^{3-n}} \quad (2.33)$$

або

$$\frac{V'_{a \max}}{V_{a \max}} = 3^{-n} \sqrt[3]{1 + \left(\frac{N_{ED \max}}{N_{e \max}} \right)^{3-n}}. \quad (2.34)$$

Визначимо лінійне прискорення автомобіля при розгоні з урахуванням потужності електродвигуна, що додатково включається. Потужність, що витрачається на розгін автомобіля

$$N_{\text{ЭДр}} = \frac{m V_a \dot{V}_a}{\eta_{mp}^{MГН} \eta_{\kappa Д}^{MГН}}. \quad (2.35)$$

Після підстановки (2.11) в (2.35), отримаємо

$$N_{\text{ЭДр}} = \dot{V}_a \frac{m}{\eta_{mp}^{MГН} \eta_{\kappa Д}^{MГН}} \omega_n r_{\kappa} / (u_{\kappa} u_o) = \dot{V}_a \frac{m r_{\kappa}}{\eta_{mp}^{MГН} \eta_{\kappa Д}^{MГН} u_{\kappa} u_o} \left[\omega_{енорм} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right)^{-1} + \omega_{ED} \frac{u_{EP}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right]. \quad (2.36)$$

Лінійну швидкість автомобіля в рівнянні (2.36) визначаємо з урахуванням виразу (2.11) за формулою

$$\dot{V}_a = \frac{\omega_n}{u_{\kappa} u_o} r_{\kappa} = \frac{r_{\kappa}}{u_{\kappa} u_o} \left[\omega_{енорм} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right)^{-1} + \omega_{ED} \frac{u_{EP}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right]. \quad (2.37)$$

Лінійне прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{r_\kappa}{u_\kappa u_o} \frac{u_{EP}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \frac{d\omega_{ED}}{dt} . \quad (2.38)$$

Вираз (2.36) з урахуванням (2.38) набуде вигляду

$$N_{ЭД\rho} = \frac{mr_\kappa^2}{u_\kappa u_o^2 \eta_{mp}^{MГH} \eta_{кД}^{MГH}} \omega_{ED} \left[\omega_{еню.м} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) + \omega_{ED} \frac{u_{EP}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right] . \quad (2.39)$$

Рівняння (2.39) описує залежність потужності електродвигуна, що витрачається на розгін, залежно від кутових швидкості та прискорення валу електродвигуна.

При реалізації максимальної потужності електродвигуна

$$N_{ED\rho} = N_{ED \max} . \quad (2.40)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (2.23) та (2.39), визначаємо кутове прискорення валу електродвигуна

$$\dot{\omega}_{ED} = \frac{\eta_{mp}^{MГH} \eta_{кД}^{MГH} u_\kappa^2 u_o^2}{2Tr \eta_{EP}^{MГH}} \frac{V_{\max}^2}{\left[\omega_{еню.м} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) + \omega_{ED} \frac{u_{EP}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right]} . \quad (2.41)$$

На кожній передачі величина $\dot{\omega}_{ED}$ змінюється від мінімального $(\dot{\omega}_{ED})_{\min}$ до максимального $(\dot{\omega}_{ED})_{\max}$ значень. При $\dot{\omega}_{ED} = (\dot{\omega}_{ED})_{\min} \rightarrow \dot{\omega}_{ED} = (\dot{\omega}_{ED})_{\max}$. При $\dot{\omega}_{ED} = (\dot{\omega}_{ED})_{\max}$ величина $\dot{\omega}_{ED} = (\dot{\omega}_{ED})_{\min}$.

Графік залежності (2.41) наведено на рис. 2.4.

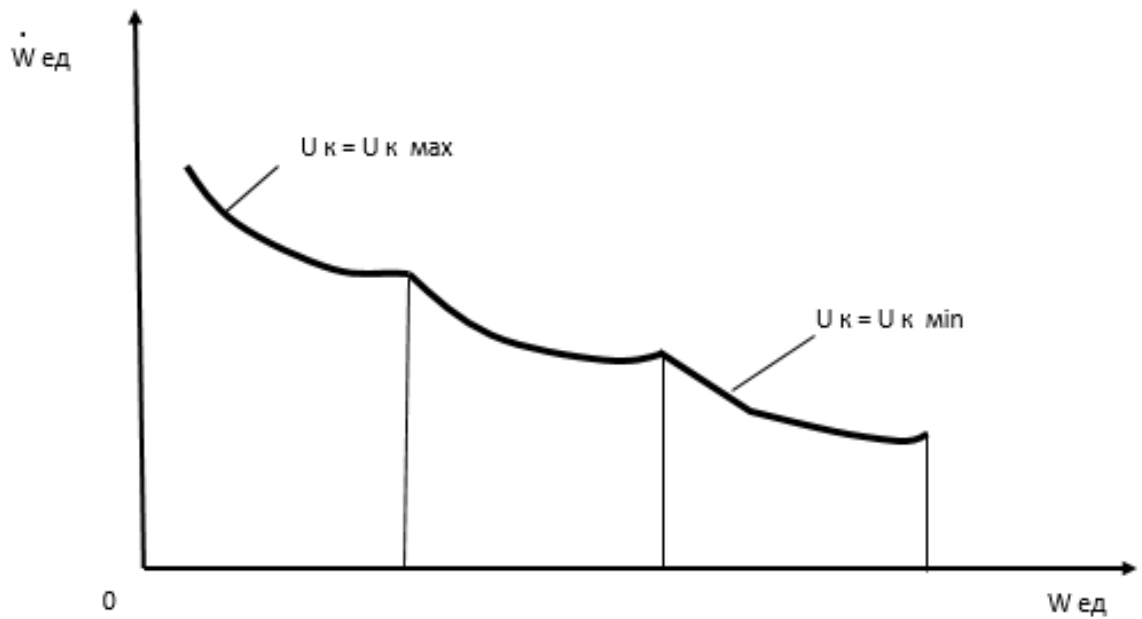


Рисунок 2.4 – Залежність $\omega_{ед}(\dot{W}_{ед})$

Проведемо аналіз залежності (2.24). Викликає інтерес випадок, коли співвідношення максимальної потужності електродвигуна (двигунів) та максимальної ефективної потужності ДВЗ буде мати екстремальне значення. Рівняння (2.24) можна представити у вигляді

$$K_N = \frac{N_{ED\max}}{N_{e\max}} = A \frac{V_{\max}}{1 + BV_{\max}^{2-n}} \quad (2.42)$$

де A і B коефіцієнти,

$$A = \frac{\eta_{Tp}^{MГH}}{\eta_{En}^{MГH} T_p} ; \quad (2.43)$$

$$B = \frac{A_w S F}{2mgf} . \quad (2.44)$$

З умови $dK_N/dV_{\max}=0$, отримаємо

$$(V_{\max})_{opt} = \sqrt[2-n]{\frac{1}{B(1-n)}} = \sqrt[2-n]{\frac{2mgf}{A_w S F(1-n)}} \quad . \quad (2.45)$$

Умовою отримання максимуму функції (2.42) є нерівність

$$\frac{d^2 \cdot K_N}{d \cdot V_{\max}^2} < 0 \text{ -при } V_{\max} = (V_{\max})_{opt} \quad . \quad (2.46)$$

В нашому випадку умова (2.46) використовується при $n < 2$. Однак, для реальних автомобілів значення $(V_{\max})_{opt}$ знаходиться за межами реальних швидкостей.

В роботі [93] для деяких легкових автомобілів визначено параметри аеродинамічного опору A_w та n (дивись табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Параметри аеродинамічного опору деяких моделей легкових автомобілів [93].

Марка автомобіля	A_w	Показник ступеня n	K_N при $V_{\max}=100$ км/год
Ваз-2170 «Приора»	3,60484	0,977252	1,606
Ваз-2110	2,697116	0,877632	1,561
Ваз-2111	11,41	1,298592	0,346
Ваз-2115	8,000009	1,124172	1,381
Ваз-2121	5,401333	0,947272	1,329
ЗАЗ – 1103 «Славута»	3,837434	1,151153	1,763
Toyota Corolla E110	2,385834	0,903548	1,695
Daewoo Lanos	1,822555	0,808	1,679

При розрахунках примемо, що $\eta_{Tp}^{MGH} = 0,8$ $\eta_{EI}^{MGH} = 0,9$. Визначення K_N будемо проводити при максимальній швидкості автомобіля $V_{\max}=100$ км/год (27,8 м/с) при часі розгону до цієї швидкості $T_p = 10$ с. При параметрах, що вибрано коефіцієнт A дорівнює $0,089 \text{ с}^{-1}$.

2.4 Зменшення зони нечутливості під час переходу автомобіля до руху заднім ходом

Лінійна швидкість автомобіля визначається наступною залежністю:

$$V_a = \frac{\omega_n \cdot r_n}{u_k \cdot u_o} \quad . \quad (2.47)$$

Після підстановки виразу (3.11) у рівняння (3.67) отримаємо

$$V_a = \frac{r_n}{u_k \cdot u_o} \left(\frac{\omega_{енюм}}{1 + \frac{z_3}{z_1}} + \omega_{ед} \cdot \frac{u_{ен}}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right) \quad . \quad (2.48)$$

Враховуючи співвідношення (3.12) (див. рис 3.2), перетворимо рівняння (3.68) до виду

$$V_a = \frac{r_n}{u_k \cdot u_o} \left(\frac{\omega_{енюм}}{1 + \frac{z_3}{z_1}} + \omega_{ед} \cdot \frac{z_5 / z_4}{1 + \frac{z_1}{z_3}} \right) \quad . \quad (2.49)$$

Аналіз рівняння (3.69) показує характер зміни лінійної швидкості автомобіля в залежності від передавального числа коробки синергетичного автомобіля та кутової швидкості валу електродвигуна, що є керованим параметром.

З рівняння (3.69) видно, що зменшуючи $\omega_{ед}$, ми маємо можливість зменшувати до $V_a=0$ мінімальну швидкість автомобіля, але в останньому випадку нам необхідно змінити напрямок обертання валу електродвигуна на

протилежний. Умови отримання $V_a=0$ отримаємо, прирівнюючи праву частину (3.69) до нуля.

В результаті отримаємо

$$\omega_{ed} = \omega_{ed_0} = -\frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot \omega_{еню,м} . \quad (2.50)$$

З рівняння (3.70) видно, що ω_{ed_0} не залежить від передавального числа u_k коробки передач, що дає можливість зупиняти автомобіль на будь-якій передачі. При подальшому зменшенні негативного значення ω_{ed} ($\omega_{ed} < 0$), відбувається рух автомобіля заднім ходом. Причому перехід до руху заднім ходом і сам рух заднім ходом може здійснюватись на будь-якій передачі. На рисунку 2.5 наведено графіки залежності V_a (ω_{ed}), які при різних значеннях передавальних чисел коробки передач

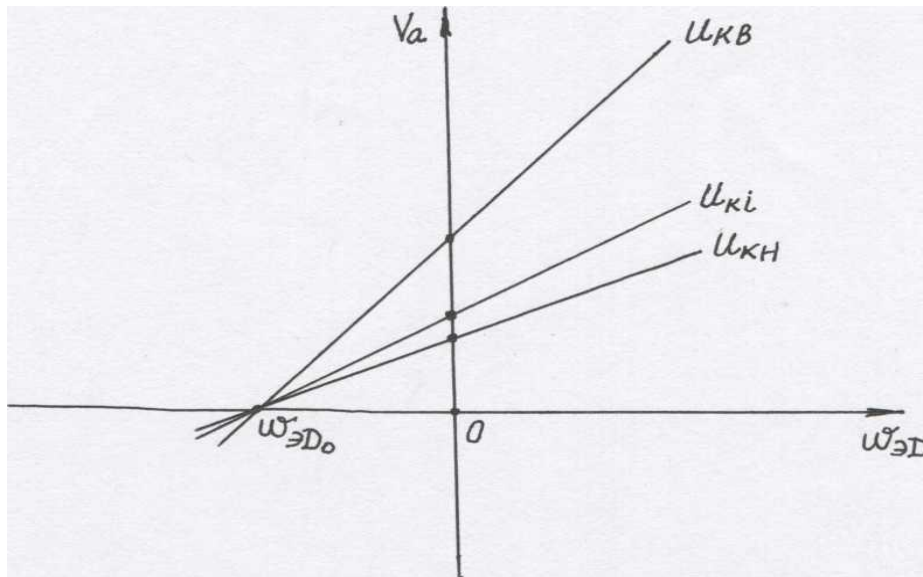


Рисунок 2.5 – Залежність V_a (ω_{ed}) під час руху автомобіля на різних передачах: u_{KB} - передавальне число коробки на вищій передачі; u_{KH} - передавальне число коробки на нижчій передачі; u_{ki} - передавальне число коробки на проміжній передачі.

2.5 Висновки за розділом 2

1. Проведений аналіз показав, що поліпшити динамічні властивості та керованість гібридних автомобілів можливо при використанні енергії ДВЗ для руху в усталеному режимі, а енергію електричну – для розгону машини. При цьому використання ДВЗ за постійного швидкісного режиму є резервом підвищення енергоефективності гібридних автомобілів. Завдяки використанню електродвигуна автомобіль стає більш чутливим до розгону.

2. Запропонована схема гібридної синергетичної моторно-трансмісійної установки з використанням ДВЗ, що працює при постійному швидкісному режимі і автоматичній коробці передач, дозволяє забезпечити прийомність автомобіля при неусталеному режимі руху.

3. Запропонована методика дозволяє на стадії проектування здійснювати вибір максимальних ефективної потужності ДВЗ та потужності електродвигуна та їх співвідношення.

4. Отримана формула дозволила визначити, що зі зменшенням часу розгону автомобіля до максимальної швидкості відношення потужності електродвигуна до максимальної потужності ДВЗ збільшується. Для розглянутих 8 моделей легкових автомобілів це відношення коливається у межах від 0,346 до 1,763 в залежності від параметрів аеродинамічного опору. Для 7-ми з 8-ми моделей розглянутих машин вказане відношення знаходиться в межах 1,329-1,763. Це свідчить про те, що запропонований спосіб керування розгоном синергетичного автомобіля вимагає збільшення потужності електродвигуна по відношенню до ДВЗ у 1,3-1,8 рази і дозволяє поліпшити екологічні показники цих машин.

5. В результаті проведеного дослідження для синергетичного автомобіля визначено можливість зупинки та руху заднім ходом на будь-якій передачі за відсутності зони нечутливості.

РОЗДІЛ 3

РАЦІОНАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ДИНАМІКОЮ ПОВОРОТУ СИНЕРГЕТИЧНОГО АВТОМОБІЛЮ

3.1 Загальні положення

Застосування мотор-колiс (електричних та гiдравлiчних) на автомобiлях з комбiнованими силовими установками дозволяє полiпшити керованiсть та маневренiсть останнiх.

Пiдвищити керованiсть автомобiля при поворотi можливо за рахунок застосування комбiнованого способу управлiння, який полягає в спiльному використаннi напрямних колiс на передньому мосту i створеннi рiзницi крутних моментiв на колесах заднiх ведучих колiс.

Автором встановлена possibilitь використання крутного моменту, який утворюється рiзницею крутних моментiв на заднiх ведучих колесах, для подолання моменту статичного опору повороту, а поворот переднiх напрямних колiс використовувати для створення необхідних кiнематичних параметрiв повороту автомобiля. Таке рiшення дозволяє при керуваннi поворотом автомобiля зменшити нелiнiйнiсть типу "зона нечутливостi", що покращує керованiсть машини.

Маневренiсть є однією з найважливіших експлуатаційних властивостей автомобiлiв та iнших колiсних машин. Тому дослiдженню маневреностi як комплексної експлуатаційної властивостi автомобiлiв, а також її складових, бiльш простих властивостей: керованостi, поворотливостi i стiйкостi - присвячено значну кiлькiсть наукових дослiджень [1-6].

Комбiнований спiсiб управлiння поворотом знайшов переважне застосування на колiсних тракторах, у зв'язку з чим пiдвищенню маневреностi колiсних тракторiв у такий спiсiб присвяченi роботи [1,2]. Запропоновано також способи та пристрої для реалiзацiї комбiнованого способу повороту [7-11]

У роботі [1] розглянута динамічна модель повороту повнопривідної колісної машини з використанням комбінованого способу управління (рис. 3.1)

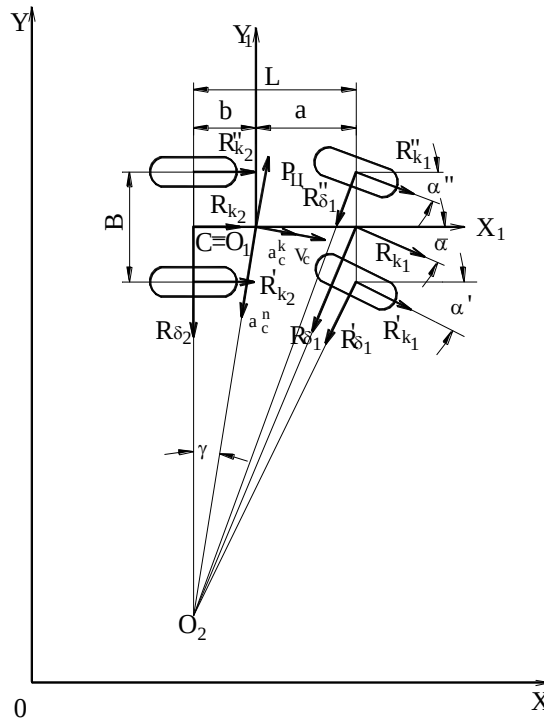


Рисунок 3.1 - Схема повороту чотириколійної повнопривідної машини з переднім напрямним мостом [1]

У роботі [1] отримано рівняння динаміки повороту чотириколійної повнопривідної машини з переднім напрямним мостом, що мають наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt}(Y_{zO_2} \cdot \omega_z) = R_{k_2}'' \left(R_2 + \frac{B}{2} \right) + R_{k_2}' \left(R_2 - \frac{B}{2} \right) + R_{k_1}'' \cdot R_1'' + R_{k_1}' \cdot R_1', \quad (3.1)$$

де Y_{zO_2} – момент інерції автомобіля відносно центру O_2 повороту,

$$Y_{zO_2} = m_a(i_z^2 + b^2 + L^2 ct g^2 \bar{\alpha}); \quad (3.2)$$

ω_z — кутова швидкість автомобіля у площині дороги;
 i_z — радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі;
 L — поздовжня колісна база автомобіля;
 b — відстань від задньої осі до проекції центра мас на горизонтальну площину;
 m_a — маса автомобіля;
 B — колія автомобіля (приймається однаковою як для передньої, так і задньої осей);
 R_2 — радіус повороту середини задньої осі автомобіля, якій визначається за формулою

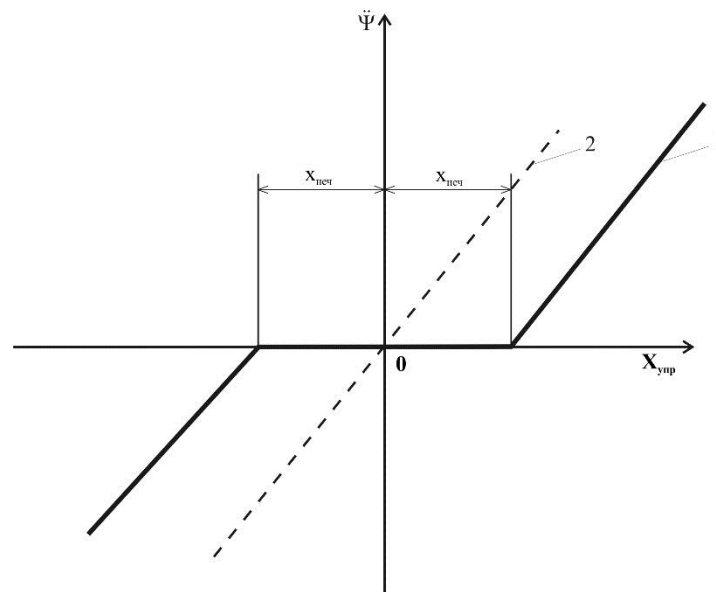
$$R_2 = L \cdot ctg \bar{\alpha}; \quad (3.3)$$

$\bar{\alpha}$ — середній кут повороту напрямних передніх коліс автомобіля;
 $R''_{k_1}; R'_{k_1}$ — дотичні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому передніх ведучих колесах автомобіля;
 $R''_{k_2}; R'_{k_2}$ — дотичні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому задніх ведучих колесах автомобіля;
 $R''_1; R'_1$ — радіуси повороту передніх зовнішнього та внутрішнього коліс.

У роботі [3] проведено аналіз всього різноманіття показників і критеріїв маневреності колісних машин. Усі вони були розділені на 3 основні групи: силові, кінематичні та енергетичні. При комбінованому способі управління створюють два керуючі впливи: силове (момент, що повертає) і кінематичне (поворот напрямних коліс).

При повороті машини функцію ланки зворотного зв'язку виконує водій. Однак наявність статичного моменту опору повороту машини порушує пропорційність між впливом на управління кермом і кутовим прискоренням машини в площині дороги.

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником та критерієм керованості машини [1,2,3]. У дослідженнях [3,4] показано, що наявність статичного моменту опору повороту призводить до появи нелінійності типу «зони нечутливості», що погіршує керованість автомобіля (рис.3.2)



1- при наявності зони нечутливості;

2- при відсутності зони нечутливості

Рисунок 3.2 - Залежність кутового прискорення автомобіля у площині дороги від керуючого зусилля [3,4].

3.2 Рациональне управління динамікою повороту задньопривідного автомобіля з мотор-колесами

Автомобілі з встановленими на задніх ведучих колесах двигунами (мотор-колесами) дозволяють реалізувати комбінований спосіб управління поворотом при якому різниця крутних моментів на задніх ведучих колесах дає можливість створити крутний момент, що долає момент статичного опору повороту. У цьому випадку рульове керування автомобіля матиме характеристику без зони нечутливості, що підвищує керованість машини.

(рис.3.2, крива 2). Необхідно вирішити задачу визначення крутного моменту, створюваного різницею крутних моментів на задніх колесах.

Для цього розглянемо рівняння (3.1), яке можна перетворити до вигляду для задньопривідного автомобілю.

$$\frac{d}{dt}(Y_{z0_2} \cdot \omega_z) = R''_{k_2} \left(R_2 + \frac{B}{2}\right) + R'_{k_2} \left(R_2 - \frac{B}{2}\right) + R''_{k_1} \cdot R'_1 + R'_{k_1} \cdot R'_1. \quad (3.4)$$

Прийmemo припущення (дивись рис. 3.1)

$$R_{k_1} R_1 = R'_{k_1} \cdot R'_1 + R''_{k_1} \cdot R''_1, \quad (3.5)$$

де R_{k_1} – сумарна дотична реакція дороги на колесах передньої осі;

R_1 – радіус повороту середини передньої осі автомобіля, якій визначається за формулою

$$R_1 = \frac{R_2}{\cos \bar{\alpha}} = \frac{L}{\sin \bar{\alpha}}. \quad (3.6)$$

Ліва частина рівняння (3.4) може бути представлена у вигляді

$$\frac{d}{dt}(Y_{z0_2} \cdot \omega_z) = Y_{z0_2} \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z \frac{dY_{z0_2}}{dt}. \quad (3.7)$$

Диференціюючи рівняння (3.2), отримаємо

$$\frac{dY_{z0_2}}{dt} = -2m_a L^2 \frac{\cos \alpha}{\sin^3 \alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (3.8)$$

У рівнянні (3.4)

$$R'_{k_2} + R''_{k_2} = R_{k_2}, \quad (3.9)$$

де R_{k_2} – сумарна дотична реакція на задніх ведучих колесах, яка визначається за формулою

$$M_{\text{ПОВ}} = \frac{B}{2} (R''_{k_2} - R'_{k_2}) \quad . \quad (3.10)$$

Сумарна дотична реакція дороги на передніх напрямних колесах визначається за формулою

$$R_{k_1} = m_a \cdot g f \frac{b}{L}, \quad (3.11)$$

де f – коефіцієнт опору кочення коліс;

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

Дотична реакція дороги на задніх ведучих колесах визначається за формулами

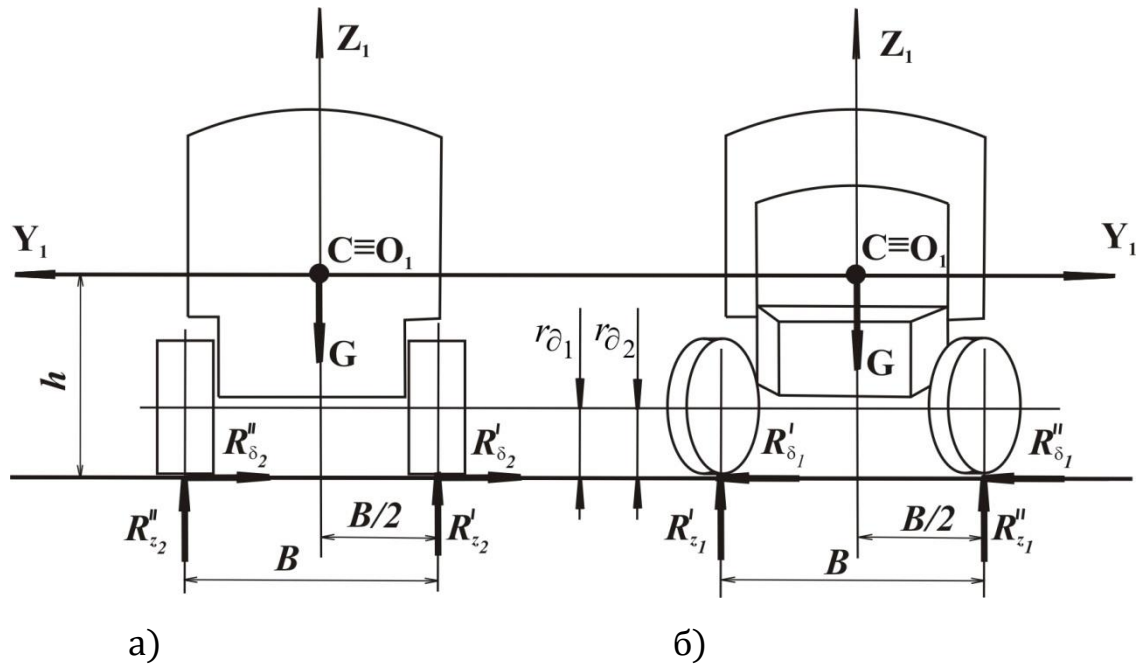
$$R'_{k_2} = \frac{M'_{k_2}}{r_{\partial}} - R'_{z_2} f; \quad (3.12)$$

$$R''_{k_2} = \frac{M''_{k_2}}{r_{\partial}} - R''_{z_2} f, \quad (3.13)$$

де $R'_{z_2}; R''_{z_2}$ – нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому задніх ведучих колесах.

Для визначення нормальних реакцій R'_{z_2} і R''_{z_2} розглянемо схему навантаження автомобіля при русі на повороті (рис.3.3)

Нормальні реакції дороги на задніх колесах при повороті автомобіля (рис.3.3 а) визначаються за формулами



а)– вид позаду; б)– вид спереду

Рисунок 3.3 - Схема сил, діючих на автомобіль у поперечній площині при повороті

$$R'_{z_2} = 0.5m_ag \frac{a}{L} - P_{ц} \frac{a}{L} \frac{h}{B}; \quad (3.14)$$

$$R''_{z_2} = 0.5m_ag \frac{a}{L} + P_{ц} \frac{a}{L} \frac{h}{B}, \quad (3.15)$$

де a – відстань від передньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину (рис.3.1);

$P_{ц}$ – відцентрова сила інерції, яка визначається за формулою

$$P_{ц} = m_a \omega_z^2 R_c; \quad (3.16)$$

R_c – радіус повороту центру мас автомобіля, що визначається як

$$R_c = \sqrt{R_z^2 + b^2} = \sqrt{L^2 ctg^2 \bar{\alpha} + b^2} = L \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ctg^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.17)$$

Рівняння (3.14) і (3.15) з урахуванням співвідношення (3.16) і (3.17) приймуть вигляд

$$R'_{z_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} \left(1 - 2 \frac{\omega_z^2}{g} \frac{h}{B} L \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ctg^2 \bar{\alpha}} \right); \quad (3.18)$$

$$R''_{z_2} = 0.5m_a g \frac{a}{L} \left(1 + 2 \frac{\omega_z^2}{g} \frac{h}{B} L \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ctg^2 \bar{\alpha}} \right). \quad (3.19)$$

Вираз (3.10), з урахуванням співвідношення (3.12), (3.13), (3.18) і (3.19) прийме вигляд

$$M_{\text{пов}} = \frac{B}{2r_{\partial}} (M''_{k_2} - M'_{k_2}) + m_a f a h \omega_z^2 \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ctg^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.20)$$

З рівняння (3.20) визначимо

$$M''_{k_2} - M'_{k_2} = \frac{M_{\text{пов}} - m_a \cdot r_{\partial} m_a f a h \omega_z^2 \sqrt{\frac{b^2}{L^2} + ctg^2 \bar{\alpha}}}{\frac{B}{2r_{\partial}}}. \quad (3.21)$$

Сумарна дотична реакція на задніх колесах R_{k_2} може бути визначена як

$$R_{k_2} = \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{r_{\partial}} - m_a g f \frac{a}{L}. \quad (3.22)$$

Рівняння (3.4) з урахуванням співвідношень (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.20) і (3.22) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} = & \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{m_a \cdot r_{\partial} L} \cdot \frac{t g \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \frac{g f}{L^2} \cdot \frac{a \cdot t g \bar{\alpha} + b \cdot \operatorname{cosec} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \\ & \omega_z^2 \frac{a h f}{L^2} t g \bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} + \frac{M''_{k_2} - M'_{k_2}}{m_a \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{B}{2L^2} \cdot \frac{t g^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Використовуючи метод парціальних прискорень, представимо рівняння (3.23) у вигляді

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \mathcal{E}_{\text{упр.}} + \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_{\omega_z} + \mathcal{E}_{\text{МПОВ}}, \quad (3.24)$$

де $\mathcal{E}_{\text{упр.}}$ – парціальне кутове прискорення, викликане дією керуючого впливу $\frac{d\bar{\alpha}}{dt}$ у кермовому управлінні, що визначається за формулою

$$\mathcal{E}_{\text{упр.}} = \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt}; \quad (3.25)$$

$\mathcal{E}_1$ – парціальне кутове прискорення, викликане дією моментів на задніх ведучих колесах і визначається за наступною формулою:

$$\mathcal{E}_1 = \frac{M''_{k_2} + M'_{k_2}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \cdot \frac{t g \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (3.26)$$

$\mathcal{E}_2$ – парціальне кутове прискорення, викликане дією сил опору коченню коліс автомобіля і визначається за формулою

$$\mathcal{E}_2 = \frac{g f}{L^2} \cdot \frac{a \cdot t g \bar{\alpha} + b \cdot \operatorname{cosec} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}; \quad (3.27)$$

$\mathcal{E}_{\omega_z}$ – парціальне кутове прискорення, обумовлене дією відцентрового прискорення, прикладеного у центрі мас автомобіля,

$$\mathcal{E}_{\omega_z} = \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} tg \bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}; \quad (3.28)$$

$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}}$ – додаткове парціальне кутове прискорення, викликане дією крутного моменту $M_{\text{ПОВ}}$ і визначається за формулою

$$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = \frac{M_{k_2}'' - M_{k_2}'}{m_a \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{B}{2L^2} \cdot \frac{tg^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.29)$$

Для забезпечення високих показників керованості автомобіля необхідно зменшити зону нечутливості (див. рис.3.2). Для цього треба виконати умову

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \mathcal{E}_{\text{упр.}} = \frac{2 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (3.30)$$

Останнє можливо при

$$\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_{\omega_z} + \mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = 0 \quad . \quad (3.31)$$

З рівняння (3.31) визначимо

$$\mathcal{E}_{\text{МОВ}} = \mathcal{E}_2 + \mathcal{E}_{\omega_z} - \mathcal{E}_1 \quad . \quad (3.32)$$

Підставляючи вирази (3.27), (3.28) і (3.26) у рівняння (3.31), отримаємо

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{\text{МОВ}} = \frac{gf}{L^2} \cdot \frac{a \cdot tg \bar{\alpha} + b \cdot \operatorname{cosec} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} + \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} tg \bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} - \frac{M_{k_2}'' + M_{k_2}'}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \cdot \\ \frac{tg \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} = \frac{M_{k_2}'' - M_{k_2}'}{m_a \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{B}{2L^2} \frac{tg^2 \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.33)$$

З рівняння (3.33) визначимо необхідну різницю крутних моментів на задніх ведучих колесах

$$\Delta M_k = M''_{k_2} - M'_{k_2} = 2 \left[\frac{\frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot g f}{B \cdot t g^2 \bar{\alpha}} (a t g \bar{\alpha} + b \operatorname{cosec} \bar{\alpha}) + \omega_z^2 \frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot a h f}{t g \bar{\alpha}} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \frac{L}{B t g \bar{\alpha}} (M''_{k_2} + M'_{k_2}) \right]. \quad (3.34)$$

Таким чином отримано рівняння (3.34), що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації умови (3.34) необхідно виміряти такі параметри:

- масу автомобіля m_a ;
- коефіцієнт опору кочення f ;
- середній кут повороту напрямних коліс $\bar{\alpha}$;
- координати центру мас автомобіля a, b, h ;
- крутні моменти на задніх ведучих колесах M''_{k_2}, M'_{k_2} .

3.3 Рациональне управління динамікою повороту передньопривідного автомобіля

Установка мотор-колес на передньопривідних автомобілях загрожує появою нестійкості руху напрямних коліс, оскільки різниця крутних моментів на мотор-колесах може призвести до мимовільного їх повороту, коливань в горизонтальній площині і втрати стійкості руху автомобіля. Тому крутний момент слід створювати на задніх ведених колесах за рахунок загальмування внутрішнього (по відношенню до центру повороту) колеса.

В роботі [1] отриманні фізична та математична моделі повороту колісної машина динамічним способом, при якому загальмовується одне із задніх ведучих коліс(див. рис.3.1). Для даного випадку рівняння (3.1)

залишається справедливим. Однак дотичні реакції $R'_{k_2}; R''_{k_2}$ на задніх ведених колесах при загальмовуванні внутрішнього колеса будуть спрямовані у протилежну сторону (див. рис.3.1) та будуть визначатися наступними залежностями:

$$R'_{k_2} = \frac{M'_{T_2}}{r_{\partial}} - f R'_{z_2}; \quad (3.35)$$

$$R'_{k_2} = -f R''_{z_2},$$

де M'_{T_2} – гальмівний момент, створюваний на задньому внутрішньому колесі .

Таким чином, крутний момент при гальмуванні заднього внутрішнього колеса буде дорівнювати

$$\begin{aligned} M_{\text{пов}} &= \frac{B}{2} (R''_{k_2} - R'_{k_2}) = \frac{B}{2} \left(-f R''_{z_2} + \frac{M'_{T_2}}{r_{\partial}} + f R'_{z_1} \right) = \\ &= \frac{B}{2r_{\partial}} M'_{T_2} - \frac{B}{2} f (R''_{z_2} - R'_{z_1}) . \end{aligned} \quad (3.36)$$

Підставляючи вирази (3.18) і (3.19) у рівняння (3.36), отримаємо

$$M_{\text{пов}} = \frac{B}{2r_{\partial}} M'_{T_2} - 2m_a a h \omega_z^2 \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha} \operatorname{ctg} \bar{\alpha}} . \quad (3.37)$$

Рівняння (3.4) з урахуванням того, що у розглянутому випадку замість виразу $R''_{k_1} \cdot R'_1 + R'_{k_1} \cdot R'_1$ необхідно підставити наступне:

$$R_{k_1} R_1 = \frac{L}{\sin \bar{\alpha}} R_{f_1} = \frac{m_a \cdot g f \frac{b}{L}}{\sin \bar{\alpha}} = m_a \cdot g f \frac{b}{\sin \bar{\alpha}} \quad (3.38)$$

буде матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt}(Y_{z0_2} \cdot \omega_z) = R_2(R'_{k_2} + R''_{k_2}) + M_{\text{ПОВ}} + R_1 \cdot R_{k_1}. \quad (3.39)$$

Для задніх ведених коліс

$$R'_{k_2} + R''_{k_2} = -\frac{M'_{T_2}}{r_{\partial}} - m_a g f \frac{a}{L}. \quad (3.40)$$

Таким чином, у розглянутому випадку рівняння (3.23) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} = & \frac{4 \operatorname{cosec} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \omega_z \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{M_{k_1}}{r_{\partial} L m_a} \cdot \frac{t g \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} + \frac{M'_{T_2}}{r_{\partial} L m_a} \cdot \frac{\frac{B}{2L} t g \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \\ & \frac{g f}{L^2} t g \bar{\alpha} \cdot \frac{a + b \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} - \frac{f a h}{L^2} t g \bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}} \cdot \omega_z^2. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Використовуючи метод парціальних прискорень, представимо рівняння (3.41) у наступному вигляді:

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \varepsilon_{\text{упр.}} + \varepsilon'_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_{\omega_z} + \varepsilon_{\text{МПОВ}}. \quad (3.42)$$

Парціальне кутове прискорення $\varepsilon_{\text{упр.}}$ визначається рівнянням (3.25). Парціальне кутове прискорення ε_1 , що викликається дією тягових моментів на передніх ведучих колесах автомобіля може бути визначено як

$$\varepsilon_1 = \frac{M_{k_1}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \cdot \frac{t g \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} t g^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.43)$$

Парціальне кутове прискорення, викликане дією сил опору коченню коліс

$$\mathcal{E}_2 = \frac{gf}{L^2} tg\bar{\alpha} \cdot \frac{a+b \cdot \cos\bar{\alpha}}{1+\frac{b^2+i_z^2}{L^2}tg^2\bar{\alpha}}. \quad (3.44)$$

Парціальне кутове прискорення, зумовлено діями відцентрового прискорення, прикладеного в центрі мас автомобіля $\mathcal{E}_{\omega_z}$, визначається рівнянням (3.28)

Додаткове парціальне прискорення $\mathcal{E}_{\text{МПОВ}}$, викликане дією крутного моменту $M_{\text{ПОВ}}$

$$\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = \frac{M'_{T_2}}{r_{\partial L} \cdot m_a} \cdot \frac{\frac{B}{2L}tg\bar{\alpha}-1}{1+\frac{b^2+i_z^2}{L^2}tg^2\bar{\alpha}}. \quad (3.45)$$

Аналізуючи залежність (3.45) можна зробити висновок про те, що прискорення $\mathcal{E}_{\text{МПОВ}} = 0$ при

$$\frac{B}{2L}tg\bar{\alpha} - 1 = 0 \quad . \quad (3.46)$$

Вираз (3.46) можна представити у вигляді

$$\frac{B}{2} = L ctg\bar{\alpha} = R_2 \quad (3.47)$$

При $\frac{B}{2} < R_2$ прискорення $\mathcal{E}_{\text{МПОВ}}$ змінює свій знак на протилежний, що призводить до нівелювання крутного моменту.

З рівняння (3.42) видно, що

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \mathcal{E}_{\text{упр.}} \quad (3.48)$$

При виконанні умови

$$\varepsilon'_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_{\omega_2} + \varepsilon_{\text{МПОВ}} = 0, \quad (3.49)$$

Визначаємо

$$\varepsilon_{\text{МПОВ}} = \varepsilon_2 + \varepsilon_{\omega_2} - \varepsilon'_1. \quad (3.50)$$

З урахуванням співвідношень (3.28), (3.43), (3.44) визначимо

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{МПОВ}} = & \frac{gf}{L^2} tg\bar{\alpha} \cdot \frac{a + b \cos\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} + \omega_z^2 \cdot \frac{ahf}{L^2} tg\bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} \\ & - \frac{M_{k1}}{r_{\partial L} \cdot m_a} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} \cdot \sec\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.51)$$

Підставляючи у ліву частину рівняння (3.51) вираз (3.45), отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{M'_{T_2}}{r_{\partial L} \cdot m_a} \cdot \frac{\frac{B}{2L} tg\bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} = & \frac{gf}{L^2} tg\bar{\alpha} \cdot \frac{a + b \cos\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} + \omega_z^2 \cdot \frac{ahf}{L^2} tg\bar{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} - \\ & \frac{M_{k1}}{r_{\partial L} \cdot m_a} \cdot \frac{tg\bar{\alpha} \cdot \sec\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

З рівняння (3.52) знаходимо необхідну величину гальмівного моменту на задньому веденому внутрішньому колесі

$$M'_{T_2} = \frac{m_a gf \cdot r_{\partial}}{\frac{B}{2} - L \operatorname{ctg}\bar{\alpha}} \left[a + b \cos\bar{\alpha} + \frac{\omega_z^2}{g} h \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2\bar{\alpha}} - \frac{M_{k1} \cdot L}{m_a gf \cdot r_{\partial}} \cdot \sec\bar{\alpha} \right]. \quad (3.53)$$

Аналізуючи вираз (3.53) можна зробити висновок про те, що при радіусі повороту $L \operatorname{ctg} \bar{\alpha}$, рівному половині коєї $B/2$, необхідний гальмівний момент M'_{T_2} прагне нескінченності.

3.4 Раціональне управління динамікою повороту повнопривідного автомобіля

Як вже зазначалося, на передню вісь автомобіля бажано не встановлювати мотор-колеса, так як це може привести до нестабільності побоження передніх коліс і автомобіля в цілому. Вихідна динамічна модель автомобіля відповідає представлений на рис.3.1 і описується рівнянням (3.1). У цьому випадку рівняння (3.4) з урахуванням припущення (3.5) прийме вигляд

$$\frac{d}{dt} = (I_{Z0_2} \cdot \omega_Z) = R_2 (R'_{k_2} + R''_{k_2}) + \frac{B}{2} (R''_{k_2} - R'_{k_2}) + R_{k_2} \cdot R_1 . \quad (3.54)$$

З переднім ведучим мостом

$$R_{k_1} = \frac{M_{k_1}}{r_\partial} - f R_{Z_1} = \frac{M_{k_1}}{r_\partial} - m_a g f \frac{b}{L} . \quad (3.55)$$

Рівняння (3.54) відрізняється від рівняння (3.4) знаком і виразом (3.55) для визначення сумарної дотичної реакції R_{k_1} на колесах переднього моста.

З урахуванням виразу (3.55) рівняння (3.23) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_Z}{dt} = & \frac{4c \operatorname{secc} 2\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \omega_Z \frac{d\bar{\alpha}}{dt} + \frac{M'_{k_2} + M''_{k_2}}{m_a \cdot r_\partial \cdot L} \times \\ & \times \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} + \frac{M_{k_1}}{m_a \cdot r_\partial \cdot L} \cdot \frac{\operatorname{secc} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{gftg^2\bar{a}}{L^2} \times \frac{\frac{a}{tg\bar{a}} + \frac{b}{Sin\bar{a}}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}} - \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} tg\bar{a} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2\bar{a}}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}} + \\
& + \frac{M_{k_2}'' + M_{k_2}'}{m_a \cdot r_{\partial}} \frac{B}{2L^2} \frac{tg^2\bar{a}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}}.
\end{aligned} \tag{3.56}$$

Рівняння парціальних прискорень в цьому випадку прийме вигляд

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \varepsilon_{\text{кер.}} + \varepsilon_1' - \varepsilon_2 - \varepsilon_{\omega_z} + \varepsilon_{\text{мпов}}, \tag{3.57}$$

де ε_1' - парціальне кутове прискорення, викликане дією тягових моментів на передніх і задніх ведучих колесах,

$$\varepsilon_1' = \frac{(M_{k_2}' + M_{k_2}'')tg\bar{a} + M_{k_1}sec\bar{a}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L \left(1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}\right)}. \tag{3.58}$$

З умови забезпечення високої керованості автомобіля (3.30) визначаємо

$$\varepsilon_{\text{мпов}} = \varepsilon_2 + \varepsilon_{\omega_z} - \varepsilon_1'. \tag{3.59}$$

Підставляючи вирази (3.27), (3.29) і (2.82) в рівняння (3.58), отримаємо

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{\text{мпов}} &= \frac{M_{k_2}'' - M_{k_2}'}{m_a \cdot r_{\partial}} \cdot \frac{B}{2L^2} \frac{tg^2\bar{a}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}} = \\
&= \frac{gf}{L^2} tg^2\bar{a} \cdot \frac{\frac{a}{tg\bar{a}} + \frac{b}{Sin\bar{a}}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}} + \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} tg\bar{a} \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2\bar{a}}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2\bar{a}} -
\end{aligned}$$

$$-\frac{(M'_{k_2}+M''_{k_2})tg\bar{a}+M_{k_1}sec\bar{a}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L \left(1+\frac{b^2+i_z^2}{L^2}tg^2\bar{a}\right)} . \quad (3.60)$$

З рівняння (3.60) знаходимо необхідну різницю крутних моментів на задніх ведучих колесах

$$\Delta M'_{k_2} = M''_{k_2} - M'_{k_2} = 2 \left[\frac{m_a \cdot r_{\partial} gf}{B} \left(\frac{a}{tg\bar{a}} + \frac{b}{Sin\bar{a}} \right) + \omega_z^2 \frac{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot ahf}{tg\bar{a}} \times \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2}tg^2\bar{a}} - \right. \\ \left. - \frac{L}{B} \frac{(M'_{k_2}+M''_{k_2})tg\bar{a}+M_{k_1}sec\bar{a}}{tg^2\bar{a}} \right] . \quad (3.61)$$

Порівнюючи вирази (3.34) і (3.61), можна зробити висновок, що значення $\Delta M'_{k_2} < \Delta M_{k_2}$ на величину

$$x = \frac{2L}{B} \frac{M_{k_1}sec\bar{a}}{tg^2\bar{a}} . \quad (3.62)$$

Умова (3.6) ідеальної керованості може бути виконана при $\Delta M'_{k_2} = 0$.

Це можливо в разі (див. рівняння (3.61))

$$\frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot gf}{B} \left(\frac{a}{tg\bar{a}} + \frac{b}{Sin\bar{a}} \right) + \omega_z^2 \frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot ahf}{tg\bar{a}} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2}tg^2\bar{a}} - \\ - \frac{L}{B} \frac{(M'_{k_2}+M''_{k_2})tg\bar{a}+M_{k_1}sec\bar{a}}{tg^2\bar{a}} = 0 . \quad (3.63)$$

З чого визначимо

$$(M'_{k_2} + M''_{k_2})tg\bar{a} + M_{k_1}sec\bar{a} = \frac{m_a \cdot r_{\partial} gf}{L} tg^2\bar{a} \left(\frac{a}{tg\bar{a}} + \frac{b}{Sin\bar{a}} \right) + \\ + \omega_z^2 m_a \cdot r_{\partial} \frac{ahBf}{L} tg\bar{a} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2}tg^2\bar{a}} . \quad (3.64)$$

Сумарний крутний момент на задніх колесах в цьому випадку

$$M_{k_2} = M'_{k_2} + M''_{k_2} = \frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot gf}{L} tg \bar{a} \left(\frac{a}{tg \bar{a}} + \frac{b}{Sin \bar{a}} \right) + \\ + \omega_z^2 m_a \cdot r_{\partial} \frac{ahBf}{L} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{a}} - M_{k_1} / Sin \bar{a} . \quad (3.65)$$

Для задньопривідних автомобілів $M_{k_1} = 0$ і рівняння (3.65) прийме вигляд

$$M_{k_2} = M'_{k_2} + M''_{k_2} = \frac{m_a \cdot r_{\partial} \cdot gf}{L} tg \bar{a} \left(\frac{a}{tg \bar{a}} + \frac{b}{Sin \bar{a}} \right) + \\ + \omega_z^2 m_a \cdot r_{\partial} \frac{ahBf}{L} \sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{a}} . \quad (3.66)$$

Виконання рівнянь (3.65) і (3.66) для повнопривідних і задньопривідних автомобілів дозволяє отримати ідеальну умову керованості (3.6) при пропорційності регульованого значення $\frac{d\omega_z}{dt}$ і вхідного (керуючого) значення $\frac{d\bar{a}}{dt}$. Отримані результати показують, що при поворотах автомобіля, крім $\frac{d\bar{a}}{dt}$, можуть бути й інші керуючі сигнали, в даному випадку крутні моменти на ведучих колесах. Це означає, що навіть при використанні кінематичного способу повороту ходова частина автомобіля може мати два і більше ступеня свободи [3].

Порівнюючи вирази (3.65) і (3.66), можна зробити висновок, що на повнопривідному автомобілі можна реалізувати умову (3.30) з нульовою різницею крутного моменту на задніх колесах в порівнянні з задньопривідним автомобілем з меншим значенням сумарного крутного моменту на задніх колесах. Це особливо важливо для забезпечення стійкості траєкторії і керованості автомобіля.

3.5 Оцінка чутливості автомобіля до появи збурюючих кутових прискорень при стійкому повороті.

Вирази (3.31) и (3.49) - це не тільки умови ідеальної керованості (відсутність зони нечутливості), але і умова забезпечення траєкторної стійкості автомобіля при усталеному повороті. Оцінимо чутливість до появи збурюючого кутового прискорення при недотриманні умов (3.31) и (3.49) в процесі виконання усталеного повороту задньопривідними, передньопривідними і повнопривідними автомобілями.

3.5.1 Задньопривідний автомобіль.

У разі невиконання умови (3.31) введемо поняття збурюючого прискорення $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$, що виникає через нестабільність складових, включених в праву частину (3.31)

$$\varepsilon_{\text{ВОЗМ}} = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_{\omega_z} + \varepsilon_{\text{МПОВ}} . \quad (3.67)$$

Розмір $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ є центрованою випадковою величиною. При стабільних парціальних кутових прискореннях і з використанням автоматичного управління рульовим управлінням (залежність (3.31)) і $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}} = 0$.

Оцінимо чутливість кутового прискорення $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ до зміни параметрів, включених в рівняння (3.67).

Підставляючи вираз (3.26), (3.27), (3.28), (3.29) в рівняння (3.67), отримаємо

$$\varepsilon_{\text{ВОЗМ}} = \frac{tg\bar{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \right)} \left[M'_{k_2} + M''_{k_2} - \frac{B}{2L} tg\bar{\alpha} (M''_{k_2} - M'_{k_2}) \right]$$

$$-\omega_Z^2 \frac{ahf}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \frac{\sqrt{1+\frac{b^2}{L^2}tg^2 \bar{\alpha}}}{1+\frac{b^2+i_Z^2}{L^2}tg^2 \bar{\alpha}} - \frac{gf}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \cdot \frac{\frac{a}{tg \bar{\alpha}} + \frac{b}{\sin \bar{\alpha}}}{1+\frac{b^2+i_Z^2}{L^2}tg^2 \bar{\alpha}}. \quad (3.68)$$

Роблячи припущення, що

$$\frac{b^2+i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \ll 1 \quad (3.59)$$

і

$$\frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \ll 1, \quad (3.70)$$

спростимо вираз (3.68)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{ВОЗМ}} = & \frac{tg \bar{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \left[M'_{k_2} + M''_{k_2} - \frac{B}{2L} tg \bar{\alpha} (M''_{k_2} - M'_{k_2}) \right] - \\ & - \omega_Z^2 \frac{ahf}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} - \frac{gf}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \frac{a}{tg \bar{\alpha}} + \frac{b}{\sin \bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.71)$$

Переводимо рівняння (3.75) у вигляді

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{ВОЗМ}} = & \frac{tg \bar{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \left[M'_{k_2} \left(1 + \frac{B}{2L} tg \bar{\alpha} \right) + M''_{k_2} \left(1 - \frac{B}{2L} tg \bar{\alpha} \right) \right] - \\ & - \frac{gf}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \left[a \left(\frac{\omega_Z^2}{g} + ctg \bar{\alpha} \right) + \frac{b}{\sin \bar{\alpha}} \right]. \end{aligned} \quad (3.72)$$

Основна причина появи збуреного кутового прискорення $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ (при ідеальному керуванні рульовим управлінням) є нестабільність параметрів автомобіля, включених в праву частину рівняння (3.62). До таких параметрів можна віднести наступні:

- крутні моменти M'_{k_2} і M''_{k_2} на задніх внутрішньому і зовнішньому колесах, відповідно;
- коефіцієнт f опору коченню коліс автомобіля;
- кутова швидкість ω_Z автомобіля у площині дороги;

- середній кут $\bar{\alpha}$ повороту напрямних колес.

Коефіцієнти чутливості до кутового прискорення $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ до зміни цих параметрів визначаються шляхом визначення відповідних частинних похідних

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial M'_{k_2}} = \frac{tg\bar{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \left(1 + \frac{B}{2L} tg\bar{\alpha} \right); \quad (3.73)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial M''_{k_2}} = \frac{tg\bar{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \left(1 - \frac{B}{2L} tg\bar{\alpha} \right); \quad (3.74)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial f} = - \frac{g tg^2 \bar{\alpha}}{L^2} \left[a \left(\frac{\omega_Z^2}{g} + ctg\bar{\alpha} \right) + \frac{b}{\sin\bar{\alpha}} \right]; \quad (3.75)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial \omega_Z} = - \frac{2af\omega_Z}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}; \quad (3.76)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial \bar{\alpha}} = & \left(\frac{M'_{k_2} + M''_{k_2}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} - \frac{agf}{L^2} \right) sec^2 \bar{\alpha} - \\ & - 2tg\bar{\alpha} \cdot sec^2 \bar{\alpha} \left(\frac{B}{2L} \frac{M''_{k_2} - M'_{k_2}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} + \omega_Z^2 \frac{ahf}{L^2} \right) - \frac{gfb}{L^2} \cdot \frac{sec\bar{\alpha} + \sin\bar{\alpha}tg\bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}}. \end{aligned} \quad (3.77)$$

Аналіз виразів (3.74) - (3.77) показує, що величина $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ більш чутлива до зміни крутного моменту на задньому внутрішньому колесі в порівнянні зі зміною крутного моменту на задньому зовнішньому колесі. Для того щоб провести порівняльний аналіз коефіцієнтів чутливості для інших параметрів, необхідно виконати розрахунки для конкретних задньопривідних автомобілів.

3.5.2 Передньопривідний автомобіль.

Для передньопривідного автомобіля збурююче прискорення $\varepsilon_{\text{возм}}$, викликане нестабільністю параметрів, матиме вигляд

$$\varepsilon_{\text{возм}} = \varepsilon'_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_{\omega_Z} + \varepsilon_{\text{мпов}} . \quad (3.78)$$

Після підстановки виразів (3.41), (3.44), (3.28), (3.4) у рівняння (3.78) отримаємо

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{возм}} = & \frac{M_{k_1}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \frac{tg \bar{\alpha} \sec \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} - \frac{gf}{L^2} tg \bar{\alpha} \frac{a + b \cos \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} - \omega_Z^2 \frac{ahf}{L^2} tg \bar{\alpha} \frac{\sqrt{1 + \frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}}}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} + \\ & + \frac{M'_{T_2}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \frac{\frac{B}{2L} tg \bar{\alpha} - 1}{1 + \frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} . \end{aligned} \quad (3.79)$$

З припущеннями того, що

$$\frac{b^2 + i_Z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \ll 1$$

і

$$\frac{b^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha} \ll 1$$

спростимо вираз (3.79)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{возм}} = & \frac{M_{k_1}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} tg \bar{\alpha} \cdot \sec \bar{\alpha} - \frac{gf}{L^2} tg \bar{\alpha} (a + b \cos \bar{\alpha}) - \omega_Z^2 \frac{ahf}{L^2} tg \bar{\alpha} + \\ & + \frac{M'_{T_2}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \left(\frac{B}{2L} tg \bar{\alpha} - 1 \right) . \end{aligned} \quad (3.80)$$

Параметри, які можуть мати нестабільні значення:

- сумарний крутний момент на передніх колесах M_{k_1} ;
- гальмівний момент на задньому внутрішньому колесі M'_{T_2} ;
- коефіцієнт f опору коченню коліс;

- кутова швидкість ω_z автомобіля в площині дороги;
- середній кут повороту $\tilde{L}$ напрямних колес.

Коефіцієнти чутливості $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ до зміни заданих параметрів

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial M_{k_1}} = \frac{\text{tg}\tilde{\alpha} \cdot \sec\tilde{\alpha}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L}; \quad (3.81)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial M'_{T_2}} = \frac{\frac{B}{2L} \text{tg}\tilde{\alpha} - 1}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L}; \quad (3.82)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial f} = \frac{gtg\tilde{\alpha}}{L^2} (a + b\cos\tilde{\alpha}); \quad (3.83)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial \omega_z} = -2\omega_z \frac{ahf}{L^2} \text{tg}\tilde{\alpha}; \quad (3.84)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon_{\text{ВОЗМ}}}{\partial \tilde{\alpha}} = & \frac{M_{k_1}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \frac{1 + \sin\tilde{\alpha} \cdot \text{tg}\tilde{\alpha}}{\cos^2\tilde{\alpha}} + \frac{M'_{T_2}}{m_a \cdot \delta_{\partial} \cdot L} \frac{B}{2L} \sec^2\tilde{\alpha} - \\ & - \frac{gf}{L^2} (a \sec^2\tilde{\alpha} + b\cos\tilde{\alpha}) - \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} \sec^2\tilde{\alpha}. \end{aligned} \quad (3.85)$$

3.5.3 Повнопривідний автомобіль.

У повнопривідному автомобілі збурююче кутове прискорення, викликане нестабільністю параметрів, можна визначити рівнянням (3.67) при створенні різниці крутних моментів на задніх ведучих колесах або рівнянням (3.78) при гальмуванні заднього внутрішнього колеса при відключенні заднього ведучого моста. Залежно від того, як створюється крутний момент $M_{\text{нов}}$, коефіцієнт чутливості $\varepsilon_{\text{ВОЗМ}}$ може бути визначений рівняннями (3.73) - (3.77) або рівняннями (3.81) - (3.85).

3.5.4 Оцінка чутливості автомобіля до появи збурюючого кутового прискорення.

Для задньопривідного автомобіля, складаючи рівняння повного диференціала, отримаємо

$$\begin{aligned} d\varepsilon_{збур} = & \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial M'k_2} dM'k_2 + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial M''k_2} dM''k_2 + \\ & + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial f} df + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \omega_z} d\omega_z + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \alpha} d\alpha . \end{aligned} \quad (3.86)$$

Переходячи від нескінченно малих збуджень до кінцевих, отримаємо

$$\begin{aligned} \varepsilon_{збур} = & \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial M'k_2} \Delta M'k_2 + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \delta k_2} \Delta M'k_2 + \\ & - \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial f} \Delta f + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \omega_z} \Delta \omega_z + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \alpha} \Delta \alpha . \end{aligned} \quad (3.87)$$

При переході від рівняння (3.86) до рівняння (3.87) було враховано те, що при всіх відхиленнях $\Delta M'k_2$; $M''k_2$; Δf ; $\Delta \omega_z$ та $\Delta \alpha$, рівних нулю $\varepsilon_{збур} = 0$. Це дало можливість прийняти $\Delta \varepsilon_{збур} = \varepsilon_{збур}$.

Після підстановки виразів (3.73) - (3.77) у рівняння (3.87), остаточно отримаємо

$$\begin{aligned} \varepsilon_{збур} = & \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \left(1 + \frac{B}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) \Delta M'k_2 + \\ & + \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \left(1 - \frac{B}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) \Delta M''k_2 - \frac{g \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}{L^2} \left[a \left(\frac{Wz^2}{g} + \operatorname{ctg} \bar{\alpha} \right) + \frac{b}{\sin \bar{\alpha}} \right] \Delta f - \end{aligned}$$

$$-\frac{2afWz}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \Delta Wz + \left[\left(\frac{M'k_2 + M''k_2}{Wa \cdot r_{\partial} \cdot L} - \frac{agf}{L^2} \right) \sec^2 \bar{\alpha} - 2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec^2 \bar{\alpha} \times \left(\frac{B}{2L} \frac{M''k_2 - M'k_2}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} + \right. \right. \\ \left. \left. Wz^2 \frac{ahf}{L^2} \right) - \frac{gfb}{L^2} \frac{\sec \bar{\alpha} + \sin \bar{\alpha} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} \right] \Delta \bar{\alpha} \quad . \quad (3.88)$$

Максимальне збурення $\varepsilon_{\text{збур}}^{\text{max}}$ виникає у разі

$$\Delta M'k_2 = (\Delta M'k_2)_{\text{max}}; \quad (3.89)$$

$$\Delta M''k_2 = (\Delta M''k_2)_{\text{max}}; \quad (3.90)$$

$$\Delta f = \Delta f_{\text{max}}; \quad (3.91)$$

$$\Delta \omega_z = (\Delta \omega_z)_{\text{max}}; \quad (3.92)$$

$$\Delta \bar{\alpha} = \Delta \bar{\alpha}_{\text{max}}, \quad (3.93)$$

де, $(\Delta M'k_2)_{\text{max}}$; $(\Delta M''k_2)_{\text{max}}$; Δf_{max} ; $(\Delta \omega_z)_{\text{max}}$; $\Delta \bar{\alpha}_{\text{max}}$ – максимальні відхилення параметрів, що входять у рівняння парціальних кутових прискорень автомобіля.

Після підстановки рівнянь (3.89) – (3.93) у рівняння (3.88) визначимо максимальне збурююче кутове прискорення для задньопривідного автомобіля

$$\varepsilon_{\text{збур}}^{\text{max}} = \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \left[\left(1 + \frac{\beta}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) (\Delta M'k_2)_{\text{max}} + \right. \\ \left. + \left(1 - \frac{\beta}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) (\Delta M''k_2)_{\text{max}} + \frac{g \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}}{L^2} \left[a \left(\frac{Wz^2}{g} + \operatorname{tg} \bar{\alpha} \right) + \frac{b}{\sin \bar{\alpha}} \right] \Delta f_{\text{max}} + \right.$$

$$+ \left[\left(\frac{M'k_2 + M''k_2}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} - \frac{agf}{L^2} \right) \sec^2 \bar{\alpha} - 2 \operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec^2 \bar{\alpha} \times \right. \\ \left. + \left(\frac{\beta}{2L} \frac{M''k_2 - M'k_2}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} + W_z^2 \frac{ahf}{L^2} \right) - \frac{gfb \sec \bar{\alpha} + \sin \bar{\alpha} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2 \cos^2 \bar{\alpha}} \right] \Delta \bar{\alpha}_{\max} \quad . \quad (3.94)$$

Для передньопривідного автомобіля:

$$d\varepsilon_{збур} = \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial Mk_1} dMk_1 + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial M'T_2} dM'T_2 + \\ + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial f} \delta f + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \omega_z} d\omega_z + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \bar{\alpha}} d\bar{\alpha} \quad . \quad (3.95)$$

Переходячи від нескінченно малих прирістів до кінцевих, перетворюємо вираз (3.95) до виду

$$d\varepsilon_{збур} = \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial Mk_1} dMk_1 + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial M'T_2} dM'T_2 + \\ + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial f} \Delta f + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \omega_z} \Delta \omega_z + \frac{\partial \varepsilon_{збур}}{\partial \bar{\alpha}} \Delta \bar{\alpha} \quad . \quad (3.96)$$

Після підстановки рівнянь (3.81) - (3.85) у вираз (3.96), отримаємо

$$\varepsilon_{збур} = \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec \bar{\alpha}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \Delta Mk^1 + \frac{\frac{B}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} - 1}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \Delta MT^2 - \\ - \frac{g \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2} (a + b \cos \bar{\alpha}) \Delta f - 2W_z \frac{ahf}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot \Delta W_z + \\ + \left[\frac{Mk^1}{m_a r_{\partial} \cdot L} \frac{1 + \sin \bar{\alpha} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} + \frac{MT^2}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \cdot \frac{B}{2L} \sec^2 \bar{\alpha} - \frac{gf}{L^2} (a \sec^2 \bar{\alpha} + b \cos \bar{\alpha}) - \right. \\ \left. \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} \sec^2 \bar{\alpha} \right] \Delta \bar{\alpha} \quad . \quad (3.97)$$

Максимальне збурення $\varepsilon_{збур}^{\max}$ можливо у випадку максимальних значень відхилень параметрів

$$\Delta M_{k_1} = (\Delta M_{k_1})_{\max}; \quad (3.98)$$

$$\Delta M_{T_2} = (\Delta M_{T_2})_{\max} \quad (3.99)$$

та стабільних параметрів залежностей (3.91) - (3.93).

Таким чином, максимальне збурююче кутове прискорення для передньопривідного автомобіля

$$\begin{aligned} \varepsilon_{збур} = & \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha} \sec \bar{\alpha}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} (\Delta M_{k_1})_{\max} + \frac{\frac{B}{2L} \operatorname{tg} \bar{\alpha} - 1}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} (\Delta M_{T_2}) + \\ & + \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{L^2} (a + b \cos \bar{\alpha}) \Delta f_{\max} + 2W_z \frac{ahf}{L^2} \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cdot (\Delta W_z)_{\max} + \\ & + \left[\frac{M_{k_1}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \frac{1 + \sin \bar{\alpha} \operatorname{tg} \bar{\alpha}}{\cos^2 \bar{\alpha}} + \frac{M_{T_2}}{m_a \cdot r_{\partial} \cdot L} \cdot \frac{B}{2L} \sec^2 \bar{\alpha} - \frac{gf}{L^2} (a \sec^2 \bar{\alpha} + b \cos \bar{\alpha}) - \right. \\ & \left. \omega_z^2 \frac{ahf}{L^2} \sec^2 \bar{\alpha} \right] \Delta \bar{\alpha}_{\max}. \end{aligned} \quad (3.100)$$

Для повнопривідного автомобіля справедливі вирази, отримані для задньопривідного автомобіля. Однак у виразі (3.98) замість суми $M_{k_2}' + M_{k_2}''$ потрібно підставити суму $M_{k_2} + M_{k_1}$.

3.6 Висновки за розділом 3

1. В результаті проведеного дослідження запропоновано підвищити керованість задньопривідного автомобіля з мотор-колесами при повороті за рахунок усунення нелінійності типу «зони нечутливості». Для вирішення зазначеної задачі запропоновано використати комбіновану систему, що має два ступені свободи, і дає можливість використання спільно кінематичного та динамічного способів повороту.

2. В результаті проведеного дослідження отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації вказаного повороту необхідно проводити вимірюванням маси автомобіля, коефіцієнта опору кочення коліс, середнього кута повороту напрямних коліс, координат центра мас автомобіля, крутних моментів, на задніх ведучих колесах.

3. В результаті проведеного дослідження показано, що для реалізації комбінованого способу керування поворотом передньопривідного автомобіля необхідно гальмувати внутрішнім (стосовно центру повороту) заднім веденим колесом. Створення нерівномірності крутних моментів на передніх напрямних та ведучих колесах пов'язане з небезпекою порушення стійкості руху передніх коліс і автомобіля в цілому.

4. Отримана аналітична залежність необхідного гальмового моменту на задньому внутрішньому колесі від кута повороту направляючих колес, кутової швидкості, масових та геометричних параметрів автомобіля дозволяє синтезувати надалі системи комбінованого управління поворотом передньопривідних автомобілів.

5. В результаті проведеного дослідження в разі ідеального повороту автомобіля (при відсутності зони нечутливості в рульовому управлінні) була визначена можливість виникнення випадкового збурення кутового прискорення при стійкому повороті, викликаного нестабільністю параметрів.

6. Використання положень теорії чутливості дозволило визначити значення можливого (та максимального) кутового збурюючого прискорення при нестабільності параметрів руху і навантаження автомобіля.

7. Оскільки рівняння кутових парціальних прискорень являє собою суму випадкових величин, то можна припустити, що $\dot{\theta}$ є нормально розподіленою випадковою величиною.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РУХУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ ВИДАМИ СИЛОВИХ АГРЕГАТІВ

4.1 Програма-методика експериментальних досліджень

У процесі експериментальних досліджень здійснювалася перевірка теоретичних положень, які стосуються визначення величин прискорень руху автомобіля і потужності, яка потрібна на здійснення розгону автомобіля. Виконувалась реєстрація динамічних параметрів автомобіля у процесі руху у позаміському режимі. Максимальна швидкість розгону автомобілів складала 80 км/год.

Дорожні випробування проводились на наступних легкових автомобілях у стандартному виконанні (див. рис. 4.1):

- бензиновий двигун внутрішнього згоряння, Mitsubishi ASX;
- гібридна силова установка, Toyota Prius;
- електрична силова установка, Nissan Leaf .

Випробування проводилися на горизонтальній ділянці дороги з рівним твердим покриттям за різних погодних умов.

Для реєстрації даних при дорожніх випробуваннях автомобілів використовувався мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс (рис. 4.2), що складається із двох трикоординатних датчиків прискорень Freescale Semiconductor, підключених до ПЕОМ [1].

Датчики встановлювалися у автомобілях (рис. 4.3) симетрично щодо поздовжньої осі машини. Методика обробки сигналів датчиків відповідала запропонованій роботі [2, 3]. На ПЕОМ з кроком $\Delta t = 1$ с розраховувалися кутові прискорення та швидкість автомобіля за формулами

$$\varepsilon = \frac{a_{AY_1} - a_{BY_1}}{l_{AB}}; \quad (4.1)$$



а



б



в

а – Mitsubishi ASX, 1.6i; б – Nissan Leaf ; в – Toyota Prius

Рис. 4.1. Автомобілі, що проходили випробування



Рис. 4.2 – Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс

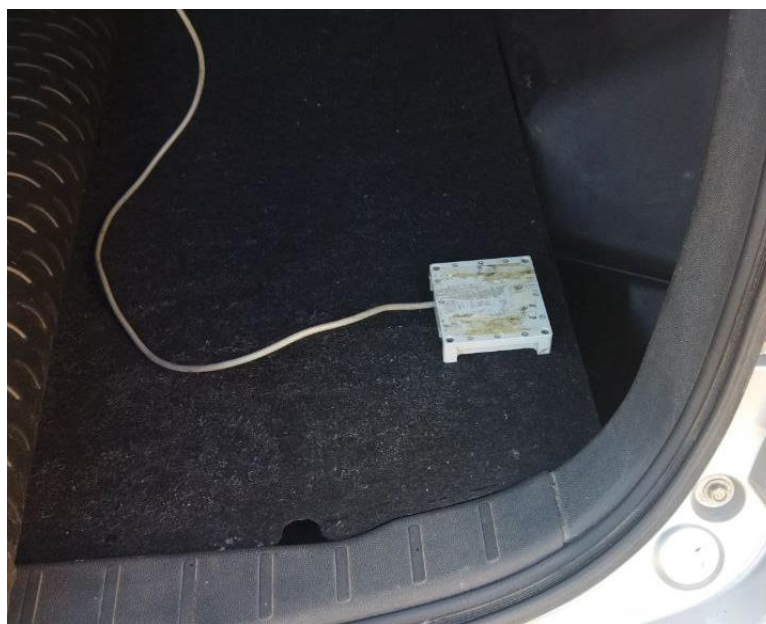


Рис. 4.3 – Встановлення датчиків прискорень у багажнику автомобіля, що випробовується

$$\omega = \sqrt{\frac{a_{BX_1} - a_{AX_1}}{l_{AB}}}, \quad (4.2)$$

де a_{AY_1} ; a_{BY_1} – компоненти прискорень автомобіля у точках А та В (точки встановлення датчиків) у напрямку бічної осі (у поперечній площині);

a_{AX_1} ; a_{BX_1} – компоненти прискорень автомобіля у точках А та В у напрямку поздовжньої осі;

l_{AB} – відстань між точками кріплення датчиків.

У ході експерименту було проведено оцінку впливу довжини з'єднувальних кабелів та температури навколишнього середовища на точність вимірювань прискорень. Результати досліджень для датчика прискорення Freescale Semiconductor MMA7260QT (ДЛШ №29093115) наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати оцінки впливу довжини кабелів, температури навколишнього середовища на точність вимірювань датчиків прискорень

Довжина кабелю, м	Температура довкілля, °С	код АЦП
1,5	28	482, 492
2,3	31	483, 498
3,1	36	483, 512
...	...	...
11,5	60	485, 548

Дані таблиці показують, що найбільший вплив на точність виміру прискорень має температура навколишнього середовища. Похибка вимірювань досягає 5% при зміні температури кожні 100С. Довжина сполучного кабелю до 12 м не істотно впливає на точність вимірювань бортової контрольно-вимірювальної системи. Похибка вимірів становить менше 1%.

Дослідженнями встановлено, що початок і завершення вимірювань бортової контрольно-вимірювальної системи відбувається в різних координатних площинах.

Оскільки рух автомобілів був як прямолінійний, так і криволінійний [4], то правомірним є визначення лінійної швидкості не шляхом прямого інтегрування лінійних прискорень, а розрахунком за величинами кутової швидкості та радіуса повороту R [2]. Остання величина розраховувалася за такою формулою [2]

$$R = \frac{\overline{a_{Y_1}} \cdot \omega^2 + \overline{a_{X_1}} \cdot \varepsilon}{\varepsilon^2 + \omega^4}, \quad (4.3)$$

де $\overline{a_{Y_1}}$ - Середнє значення бічного прискорення;

$\overline{a_{X_1}}$ - Середнє значення поздовжнього прискорення,

$$\overline{a_{X_1}} = \frac{1}{2} \cdot (a_{AX_1} + a_{BX_1}); \quad (4.4)$$

$$\overline{a_{Y_1}} = \frac{1}{2} \cdot (a_{AY_1} + a_{BY_1}). \quad (4.5)$$

Лінійна швидкість розраховувалася за формулою [5]

$$V = \omega \cdot R. \quad (4.6)$$

Шукане (розрахункове) значення поздовжнього прискорення автомобіля визначалося відповідно

$$a_x = \varepsilon \cdot R. \quad (4.7)$$

4.2 Обробка експериментальних даних

Відносна похибка виміру прискорень за допомогою реєстраційного комплексу не перевищує 1%. Ця похибка включає похибку самих датчиків і похибку їх установки на автомобілі.

На рис. 4.4-4.5 показані поздовжні прискорення, що виникають у процесі руху досліджуваних автомобілів при розгоні до 80 км/год з водієм та одним пасажиром.

Для визначення додаткової питомої потужності двигуна, що йде на розгін автомобіля, використовувалося співвідношення [6]

$$V_a \cdot a_x = N_{\text{пит}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{заг}}, \quad (4.8)$$

де $\Delta N_{\text{пит}}$ – додаткова питома потужність двигуна, що йде на розгін автомобіля;

a_x – початкове прискорення автомобіля;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{заг}}$ – загальний ККД трансмісії, що враховує втрати на розгін мас, що обертаються.



а – Mitsubishi ASX, 1.6i; б – Nissan Leaf ; в – Toyota Prius

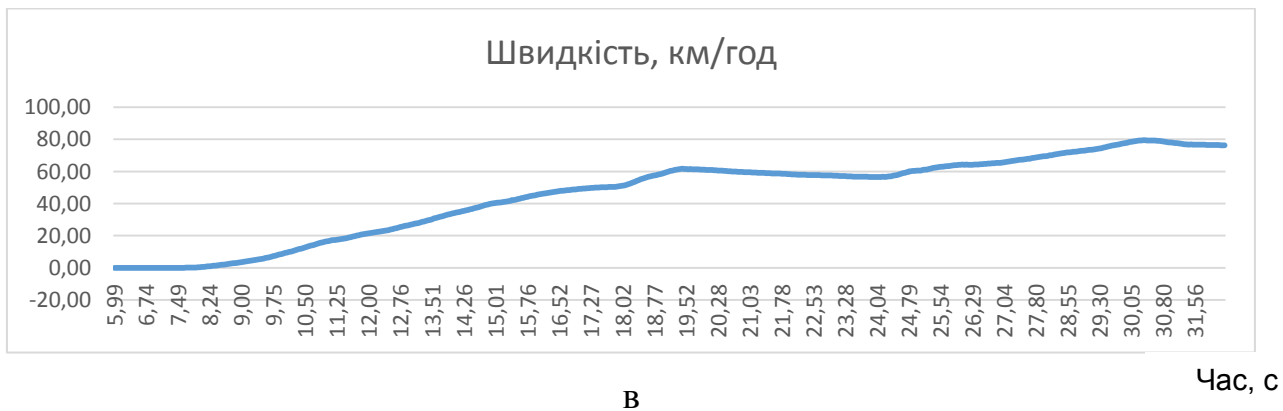
Рис. 4.4 – Поздовжні прискорення автомобілів, отримані під час експерименту



а



б



в

а – Mitsubishi ASX, 1.6i; б – Nissan Leaf ; в – Toyota Prius

Рис. 4.5 – Швидкості автомобілів, отримані під час експерименту

За отриманими гістограмами здійснено підбір розподілу випадкових величин (прискорень автомобіля), які з достатньою мірою точності описують отримані результати. Одним з найбільш використовуваних і простих критеріїв згоди даних з гіпотезою є критерій χ^2 Пірсона. Чим менше значення статистики χ^2 , тим ймовірніше, що гіпотеза вірна, а чим більше

значення статистики χ^2 – тим менша ймовірність того, що гіпотеза відповідає даним.

З використанням пакету StatSoft Statistica проведено підбір розподілу. Найбільш підходящим є нормальний розподіл, для якого у нашому випадку критерій Пірсона становить від 12,7 до 47,6 (рис. 4.6– 4.8).

Параметри нормального розподілу величин прискорень випробуваних автомобілів зведено таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Параметри нормального розподілу величин прискорень

Марка автомобіля	Критерій Пірсона	Середнє квадратичне відхилення, м/с ²	Математичне очікування, м/с ²	Закон розподілу прискорень автомобіля
Mitsubishi ASX	16,9	0,7	0,23	$f(x) = 50,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,7} \cdot e^{-\frac{(x-0,23)^2}{2 \cdot 0,7^2}}$
Nissan Leaf	26,5	0,61	0,41	$f(x) = 49,5 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,61} \cdot e^{-\frac{(x-0,41)^2}{2 \cdot 0,61^2}}$
Toyota Prius	23,3	0,57	0,58	$f(x) = 60 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,57} \cdot e^{-\frac{(x-0,58)^2}{2 \cdot 0,57^2}}$

Аналіз параметрів нормального розподілу (див. табл. 4.2) дозволяє зробити висновок про те, що можна отримати усереднений закон розподілу поздовжніх прискорень легкових автомобілів у заданому режимі руху, оскільки значення параметрів розподілу близькі для різних автомобілів. Зазначений закон має такий вигляд

$$f(x) = 55 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot 0,618} \cdot e^{-\frac{(x-0,448)^2}{2 \cdot 0,618^2}} \quad (4.9)$$



Рис. 4.6 – Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля Mitsubishi ASX

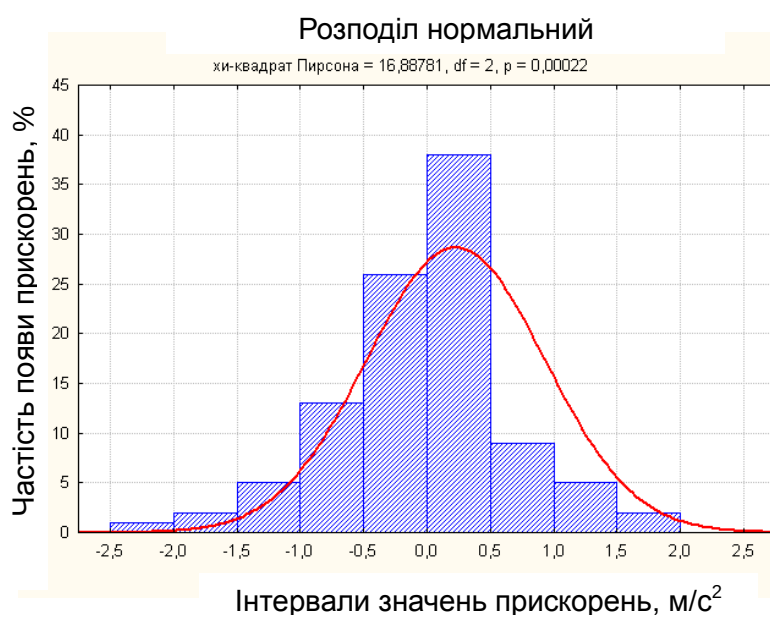


Рис. 4.7 – Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля Nissan Leaf

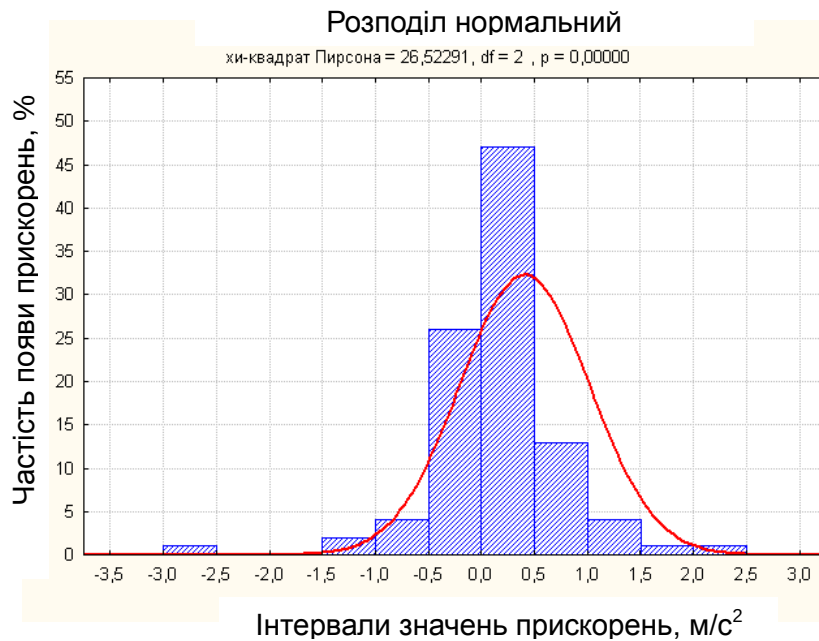


Рис. 4.8 – Графік нормального розподілу для значень прискорень автомобіля Toyota Prius

Використання усередненого закону дозволяє оцінити величини поздовжніх прискорень під час прискореного руху до 80 км/год з максимальною похибкою до 20%.

Потужність на розгін N_p була отримана за допомогою аналітичної залежності [7] (рис. 3.9)

$$N_p = m_a \cdot V'_a \cdot V_a, \quad (4.10)$$

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

V'_a – прискорення автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля.



а



б



в

а – Mitsubishi ASX, 1.6i; б – Nissan Leaf ; в – Toyota Prius

Рис. 4.9 – Потужності двигунів автомобілів, отримані під час експерименту

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).

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. [8], який для отриманих результатів не перевищував 0,002.

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

З рис. 4.9 видно, що при інтенсивному розгоні динаміка автомобіля з гібридною силовою установкою є більш ефективною, оскільки вона поєднує кращі якості використання потужності двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна, що реалізується у скорішому досягненні більшої потужності та плавності цього процесу.

4.3 Висновки до розділу 4

1. Проведені експериментальні дослідження дозволили отримати закони розподілу випадкових величин поздовжнього прискорення автомобіля a_x та додаткової питомої потужності $\Delta N_{уд}$, що йде на розгін та приведена до провідних колес.

2. Найкраще отримані результати визначає нормальний закон (критерій Пірсона χ^2 становить від 11,9 до 47,6). Аналіз отриманих розподілів показав, що з похибкою трохи більше 20% можна використовувати отриманий закон із усередненими всім автомобілів параметрами.

3. Отримані результати можуть бути використані при моделюванні руху автомобіля на ПЕОМ, проектуванні нових автомобілів та нормуванні витрат палива.

4. При інтенсивному розгоні динаміка автомобіля з гібридною силовою установкою є більш ефективною, оскільки вона поєднує кращі якості використання потужності двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна, що реалізується у скорішому досягненні більшої потужності та плавності цього процесу.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено проблему поліпшення експлуатаційних властивостей гібридних автомобілів шляхом підвищення керованості при розгоні та повороті за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості». При цьому отримано нові наукові й практичні результати, що дозволило сформулювати наступні висновки.

1. . Проведений аналіз показав, що поліпшити динамічні властивості та керованість гібридних автомобілів можливо при використанні енергії ДВЗ для руху в усталеному режимі, а енергію електричну – для розгону машини. При цьому використання ДВЗ за постійного швидкісного режиму є резервом підвищення енергоефективності гібридних автомобілів. Завдяки використанню електродвигуна автомобіль стає більш чутливим до розгону.

2. Запропонована схема гібридної моторно-трансмісійної установки, яка працює при постійній кутовій швидкості колінчастого валу ДВЗ і дозволяє підвищити енергоефективність і керованість процесу розгону автомобіля за рахунок зменшення нелінійності типу «зона нечутливості»

3. Обґрунтовано критерій і розроблено метод проектування який дозволяє розрахувати максимальну потужність ДВЗ та електродвигуна, що реалізовано в синергетичному автомобілі. При скорочення часу розгону автомобіля до максимальної швидкості при запропонованому методі управління трансмісією, відношення потужності електродвигуна до потужності ДВЗ збільшується. Отримана розрахункова формула дозволила визначити, що зі зменшенням часу розгону автомобіля до максимальних швидкостей відношення потужності електродвигуна до максимальної потужності ДВЗ збільшується. Для розглянутих 8 моделей легкових автомобілів це відношення коливається у межах від 0,346 до 1,763 в залежності від параметрів аеродинамічного опору. Для 7-ми з 8-ми моделей розглянутих машин вказане відношення знаходиться в межах 1,329-1,763. Це свідчить про те, що запропонований спосіб керування розгоном синергетичного автомобіля

вимагає збільшення потужності електродвигуна по відношенню до ДВЗ у 1,3-1,8 рази і дозволяє поліпшити екологічні показники цих машин.

4. Запропоновано комбіновану систему керування поворотом яка усуває нелінійність типу «зони нечутливості», що дозволяє підвищити керованість задньопривідного автомобіля з мотор-колесами при повороті. В результаті дослідження отримано рівняння, що дозволяє організувати управління поворотом задньопривідного автомобіля з мотор-колесами за умови відсутності нелінійності типу «зона нечутливості». Для реалізації вказаного способу повороту необхідно вимірювати масу автомобіля, коефіцієнт опору кочення коліс, середнього кута повороту напрямних коліс, координати центра мас автомобіля, крутних моментів на задніх ведучих колесах.

5. Показано, що для реалізації комбінованого способу керування поворотом передньопривідного автомобіля необхідно гальмувати внутрішнє (відносно центру повороту) заднє ведене колесо. Створення нерівномірності крутних моментів на передніх напрямних та ведучих колесах пов'язане з небезпекою порушення стійкості руху передніх коліс і автомобіля в цілому. Отримана аналітична залежність необхідного гальмового моменту на задньому внутрішньому колесі від кута повороту направляючих колеса, кутової швидкості, масових та геометричних параметрів автомобіля, дозволяє синтезувати надалі системи комбінованого управління поворотом передньопривідних автомобілів.

6. Проведені експериментальні дослідження дозволили провести порівняльні випробування динаміки легкових автомобілів з ДВЗ і механічною трансмісією, електромобіля та синергетичного автомобіля. В результаті, за критерієм лінійного прискорення було виявлено, що гібридний автомобіль є найбільш динамічним з розглянутих. Отримані закони розподілу випадкових величин поздовжнього прискорення автомобіля a_x та додаткової питомої потужності $\Delta N_{уд}$, що йде на розгін та приведена до ведучих коліс. Найкраще отримані результати визначає нормальний закон (критерій Пірсона χ^2 становить від 11,9 до 47,6). Аналіз отриманих

розподілів показав, що з похибкою трохи більше 20% можна використовувати отриманий закон із усередненими всім автомобілів параметрами. Динаміка автомобіля з гібридною силовою установкою є більш ефективною, оскільки вона поєднує кращі якості використання потужності двигуна внутрішнього згорання та електричного двигуна, що реалізується у скорішому досягненні більшої потужності та плавності цього процесу.

7. Отримані результати можуть бути використані при моделюванні руху автомобіля на ПЕОМ, проектуванні нових автомобілів та нормуванні витрат палива. Результати дисертації впроваджено в практичну і навчальну діяльність «Навчально-науково-випробувальної лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського національного автомобільно-дорожнього університету».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бобошко А.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобіля: дис. ...доктора техн. наук: 05.22.02/Бобошко Олександр Андрійович.- Харків, 2019 .- 332 с.
2. Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І., Гудь М.І. та ін. Методи моніторингу та розрахунку експлуатаційних впливів і динаміки руху колісних транспортних систем при транспортуванні великогабаритних вантажів. Навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. 168 с.
3. Glazkov, YU. E., Glazkova, M. M. and Popov, M. A. Analysis of the stability of the road train with a controlled semitrailer. Trends in the development of science and education, 2020. 01. Doi: 10.18411/lj-12-2020-91.
4. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.техн. наук: спец. 05.22.02»Автомобілі і трактори»/О.А.Бобошко.-Харків,2002.-19с.
5. Подригало, М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів. Навчальний посібник.-Суми: Сумський національний аграрний університет,2015.-213 с.
6. Стійкість і керованість автомобіля: критерії та фактори URL: <http://nauka-tehnika.com.ua/news/13783/> (дата звернення: 14.02.2023).
7. Olley M. Stable and unstable steering / M. Olley // General motors. – 1934 (Report). P. 19 – 28.
8. Клец Д.М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів: автореф. дис. На здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец.05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»/Д.М.Клец.-Харків,2015.-40с.
9. Гацько, В. І. Вплив експлуатаційних факторів на керованість вантажного автомобіля при сталому русі : Автореф. дис. ... канд. техн. наук :

05.22.20. / Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, 2015. 20 с.

10. Сахно, В.П., Поляков, В.М., Костенко, А.В. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. в 3 ч. Ч 3. навчальний посібник. Донецьк. ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.

11. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ...доктора техн.наук:/Артьомов Микола Прокопович.-Харків, 2014.-399 с.

12. Gillespie, Thomas. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International. 1992. 520 p. ISBN 1560911999.

13. Milliken, William F., Milliken, Douglas L., Kasprzak, Edward M., Metz. L. Daniel. Race Car Vehicle Dynamics – Problems, Answers and Experiments. SAE International. 2003. 294 p. ISBN 0768011272.

14. Rajesh Rajamani. Vehicle Dynamics and Control. Second Edition. Springer Dordrecht. 2012. 497 p. ISSN 0941-5122.

15. Massimo Guiggiani. The Science of Vehicle Dynamics. Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars. Springer Dordrecht. 2014. 356 p. <https://doi.org/10.1007/978-94-017-8533-4>.

16. Подригало М.А., Побережний А.А., Баулін Д.С., Горелишев С.А., Гармаш В.П. Поліпшення повертання чотиривісних автомобілів застосуванням двох передніх поворотних мостів. Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2021 : зб. тез доп. II Міжнар. наук.-техн. конф., м. Вінниця, 13-15 трав. 2021р. Вінниця: ВНТУ, 2021. С. 233-235. <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/view/13090>.

17. Гармаш Вячеслав Петрович. Поліпшення маневреності колісних машин шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. Дисертація PhD. Спец.274-«Автомобільний транспорт»: Харків: ХНАДУ, 2023, 146с.

18. Kesheng Yang, Ting Peng, Heng Wu, Taoyan Zhou. Anti-Skid Stability Analysis of Running Vehicles at the Exit of Spiral Tunnel in Snowy Weather.

Proceeding of 21st COTA International Conference of Transportation Professionals. 2021. Xi'an, China. <https://doi.org/10.1061/9780784483565.128>

19. Scott G. Shadle, Lloyd H. Emery and Howell K. Brewer. Vehicle Braking, Stability and Control. SAE Transactions. 92, 2. 1983. pp. 670–705.

20. Koiter W.T. and Pacejka H.B. (1968) Skidding of Vehicles Due to Locked Wheels, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 183, Issue 8 – pp 3–18, https://doi.org/10.1243/PIME_CONF_1968_183_135_02

21. Закапко О.Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту: Дисертація PhD: спец. 274 «Автомобільний транспорт».-Харків, 2023.-170 с.

22. Клец Д.М. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання керованості автомобілів/Д.М. Клец//Вісник ТНТУ.- Тернопіль, 2014. №2(74).-с.161-168.

23. Мазін О.С. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних втрат енергії: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. / Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, 2020. 186 с

24. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів/ Д.В.Абрамов, Н.М. Подригало, О.С.Полянський та інші.Х., ХНАДУ, 2014.-204с.

25. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність/В.П.Сахно, Г.Б.Безбородова, М.М. Маяк, С.М.Шарай.-К.:Вид-во «КВІЦ», 2004-174 с.

26. Гащук П.Автомобіль. Теорія колісного рушія. Навчальний посібник.-К.,Видавничий дім «Кондор», 2018.-328 с.

27. Трояновська І.П., Пожидаєв С.П. Моделювання криволінійного руху колісних і гусеничних тракторних агрегатів.Монографія.-К., АГРАРМЕДІАГРУП, 2013.-303 с.

28. Дущенко В.В. Системи підресорювання військових гусеничних і

колісних машин:розрахунок та синтез:навчальний посібник/В.В.Дущенко. Харків: ФОП Панов А.М.,2018.-336 с.

29. Назарько О.О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів у тяговому режимі руху : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Харків, 2013. 20 с.

30. Артьомов М.П. Підвищення стійкості руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Харків, 2006. 20 с.

31. 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 і ремонт засобів транспорту»/А.У.Абдулгазіс.-Харків,2011.-20с.

32. Подригало М.А.,Гармаш В.П.,Побережний А.А. Поліпшення маневреності чотиривісних автомобілів збільшенням числа ступенів рухливості ходової частини//Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України 1(39)'2022.-с.38-41.

33. Артьомов М.П. Визначення кількості ступенів рухливості машино тракторних агрегатів та їх вплив на керованість. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових праць. 2013. Вип. 24. Т. 1. С 9–18.

34. Поляков В.М., Сахно В.П. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія. Луганськ: Вид-во “Ноулідж”, 2014. 206 с.

35. Солтус А.П.,Клімов Е.С. Кінематика і динаміка еластичного колеса як цілісного механізму.Монографія/А.П.Солтус,Е.С.Клімов.-Кременчук:НОВАБУК, 2025.-192 с.

36. Бобошко А.А. , Яценко К.Г. Аналіз властивостей маневреності засобів рухомості зенітних ракетних комплексів та вибір критеріїв їх оцінки.//Системи озброєння і військова технікм,2013- №4(36).-с40-43.

37. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів/М.А.Подригало,О.С.Полянський,Е.О.Дубінін та інші.-Харків: ХНТУСГ ім. П.Василенка,2018.-279 с.

38. Бобошко О.А. та інші. Застосування комбінованого способу керування для здійснення руху автомобіля «крабом»// Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2016.-Вип.75 –с.134-138.

39. Mikhail Podrigalo, Volodymyr Krasnokutsky, Serhii Selevich, Olexander Zakapko. Improvement of aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames // 20th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development” 26-28.05.2021. Jelgava, Latvia – pp. 457-463. Doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF096.

40. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.І. Вибір раціональних параметрів кермового приводу перспективного тракторного самохідного шасі. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. Харків: ХНУПС, 2020. №2(64). С. 128–133. Doi: 10.30748/zhups.2020.64.18.

41. Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного самохідного шасі (російською мовою) / М. А. Подригало та ін. Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія Машинобудування та САПР. 2020. №2. С. 84–89. Doi: 10.20998/2079-0775.200.2.10.

42. Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Закапко О.Г. Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. Харків: ХНУПС, 2022. №1(71). С. 111–116. Doi: 10.30748/zhups.2022.71.13.

43. Подригало М.А., Закапко О.Г. Дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. Харків: ХНУПС, 2021. №4(70). С. 89–94. Doi: 10.30748/zhups.2021.70.13.

44. Подригало М. А., Бобошко А. А., Разаренов Л. В., Закапко А. Г. Оцінка можливості зниження витрат на керування переднім поворотним

мостом перспективного тракторного самохідного шасі (російською мовою). // “Комп’ютерні технології і мехатроніка” : Збірник наукових праць за матеріалами II Міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 28 трав. 2020 р. Х.: ХНАДУ, 2020. С. 301–306.

45. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.О. Раціональне проектування рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі з поворотним направляючим мостом. Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузі : зб. тез доп. VI Міжнарод. наук.-практ. конф. 26-27 черв. 2020 р., м.Луцьк. С.117–121.

46. Закапко О.Г., Подригало М.А. Удосконалення методу оцінки стійкості двовісного автомобіля при заносі в процесі гальмування. Інноваційні розробки в аграрній сфері : зб. тез доп. Міжнарод. наук.-практ. конф. Том 1. 12-13 груд. 2019 р. Харків: ХНТУСГ, 2019. С. 143.

47. Патент України № 146322 на корисну модель МПК (2006.01) A01B 51/02. Самохідне шасі з навесною системою на передньому поворотному мосту. Закапко О.Г., Подригало М.А. та інші: № у 2020 060; заявл. 21.09.2020; опубл. 10.02.2021, Бюл. № 6/2021.

48. Патент України № 148809 на корисну модель МПК (2006.01) A01B 51/02. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Закапко О.Г., Байцур М.В., Подригало М.А. та інші: № у 2021 00426; заявл. 02.02.2021; опубл. 23.09.2021, Бюл. № 38/2021.

49. Патент України № 151497 на корисну модель МПК (2006.01) A01B 51/02. Спосіб навішування знаряддя на раму в міжосьову зону самохідного шасі. Закапко О.Г., Байцур М.В., Подригало М.А. та інші: № у 2021 07734; заявл. 28.12.2021; опубл. 04.08.2022, Бюл. № 31/2022.

50. Патент України № 151496 на корисну модель МПК (2006.01) A01B 51/00, A01B 51/02. Спосіб навішування знаряддя на раму в міжосьову зону самохідного шасі. Закапко О.Г., Байцур М.В., Біша В.М., Подригало М.А. та інші: № у 2021 07733; заявл. 28.12.2021; опубл. 04.08.2022, Бюл. № 31/2022.

51. Патент України № 151791 на корисну модель МПК (2006.01) A01B

51/02. Тракторне самохідне шасі. Закапко О.Г., Байцур М.В., Подригало М.А. та інші: № у 2021 07680; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37/2022.

52. Патент України № 151779 на корисну модель МПК (2006.01) A01B 51/02. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Закапко О.Г., Байцур М.В., Подригало М.А. та інші: № у 2021 06315; заявл. 08.11.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37/2022.

53. Назаров О.І., Галушак О.О., Галушак А.В. Тертичний Д.І. Забезпечення керованості легкових автомобілів у разі комбінованого гальмування на криволінійній ділянці дороги. Вісник машинобудування та транспорту. том. 15, №1. 2022. С. 116–123. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-116-123>.

54. Jitesh Kumar Singh. Vehicle Handling Improvement by Adaptive Steering System // International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT). Volume 5, Issue 3. 2015. С. 48–51. DOI:10.17605/OSF.IO/FS5JH.

55. Клец Д.М. Вплив експлуатаційних факторів та технічного стану автомобіля на його стійкість проти заносу: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2018. 20 с.

56. Клец Д.М. Вплив схеми трансмісії та колісної формули автомобіля на його стійкість/Д.М.Клец//Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва.-2008.-Т.1, Вип.75.-С.480-488.

57. Артьомов М.П., Клец Д.М. Вдосконалення методів оцінки властивостей маневреності колісних машин//Технічний процес у сільськогосподарському виробництві: міжнар. наук.-техн. конф., 21-23 трав. 2014р.-Глеваха, 2014.-С 152-154.

58. Обґрунтування вимог до тактико-технічних експлуатаційних характеристик автомобілів та бойових машин Національної гвардії України/М.А.Подригало, С.А.Соколовський, Р.О.Кайдалов та інші.- Харків: НАНГУ, 2017.-348 с.

59. Jürgen Winkelmann. Der bedrohung angemesstn der MARDER 1A3,

Wehrtchnik, 1990.

60. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2018. 40 с.

61. Динаміка машин з пружними ланками на прикладі автомобілів і тракторів: монографія / під ред. М.А. Подригало та О.С. Полянського. Харків: Вид-во «Естет Прінт», 2024. 272 с.

62. Артьомов М.П. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану/М.П.Артьомов, А.Т.Лебедєв// Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка.-Х.:Друкарня ФОП Червяк В.Е.,2010.-Вип.89.-с11-26.

63. Кайдалов Р.О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2018. 40 с.

64. Подригало М.А., Бобошко О.А., Коряк О.А. Вібростійкість моторно-трансмісійних установок з двигунами внутрішнього згорання. *Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту*. Збірник матеріалів VIII Міжнародної науково-практичної конференції 14-15 квітня 2020 р., Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268-271.

65. Теоретичні основи побудови військової колісної техніки з комбінованим електромеханічним приводом коліс / М.А. Подригало та ін. Харків: НАНТУ, 2019. 271 с.

66. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія: Навчальний посібник. Київ: Видавничий дім «Кондор», 2018. 328 с.

67. Подригало М.А., Тарасов Ю.В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. Харків, 2019. Вип. 2 (34). С. 29-35.

68. Мазін О.С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту// Наукові нотатки: міжвузівський збірник(за галузями знань «Технічні науки»).2017. Вип.57 (січень-березень).С.111-114.

69. Podrigalo M., Klets D., Mazin A. etc. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. Kharkiv, 2017. № 7(89). P. 58-64.

70. Ткаченко О.С. Покращення енергоефективності легкових автомобілів раціональним вибором параметрів моторн-трансмісійної установки. Дисертація PhD. Спец. 274-«Автомобільний транспорт»-Харків: ХНАДУ, 2025.-111 с.

71. Корнач О.А. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2014. 20 с.

72. Горбаха М.М. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів при їх переобладнанні: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2006. 20 с.

73. Бумага О.Д. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2005. 20 с.

74. Мороз В.В. Вибір доцільного типу двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2005. 20 с.

75. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Київ, 2020. 20 с.

76. Сергієнко А.М. Раціональне використання енергії автомобіля з гібридною силовою установкою та електроматеріалами : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.02. Харків, 2014. 21 с.

77. Podrigalo M., Bogomolov V., Kholodov M. etc. Energy efficiency of vehicles with combined electromechanical drive of driving wheels. *SAE Univernational all rights reserved 2020-01-2260*. 15 September 2020. Published.

78. Podrigalo M., Kholodov M., Baitsur M. etc. Methods of evaluating the efficiency and vibration stability of vehicles with internal combustion engine. *SAE Technical*. August 2021. Paper 2021-01-1025. DOI:10.4271/2021-01-1025.

79. Подригало М.А., Коряк О.О. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчастою коробкою передач. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Збірник наукових праць*. Харків, 2020. Вип. 90. С. 73-79.

80. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Шеїн В.С. Підвищення енергоефективності автомобілів раціональним зменшенням максимальної потужності двигунів. *Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей XIX Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2023 р., Харків: ХНУПС, 2023. С. 397.*

81. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.20. Харків, 2012. 20 с.

82. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів / В.П. Сахно, А.В. Костенко, М.У. Загороднов та ін. Донецьк: Вид-во «Ноулідж», 2014. 444 с.

83. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2003. 292 с.

84. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2021. 40 с.

85. Подригало М.А., Клец Д.М., Файст В.Л. Оцінка граничної потужності двигуна за умов забезпечення стійкого руху автомобіля / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. Л. Файст // *Вісник НТУ «ХПІ»*. – 2010. – Вип. 38. С. 26-31.

86. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М. О. Подригало, Д. М. Клец, О. І. Коробко, В. І. Гацько // *Вісник Харківського національного університету*

сільського господарства ім. П. Василенка. Вип. 89. Тракторна енергетика у рослинництві, 2009. – С. 87-99.

87. Пат. 51031 МПК (2009) G01P3/00, G01P15/00. Система визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях: Пат. Україна МПК (2009) G01P3/00, G01P15/00. М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.Л. Файст. – № u201001136, заявл. 04.02.2010; опубл. 25.06.2010; бюл. №12.

88. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.

89. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. - 2016. - Вип. 2. - С. 16-21. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/znpavs_2016_2_5.

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

91. Клец Д. М. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання керованості автомобілів//Вісник ТНТУ.-Тернопіль,2014.- №2(74).-С.161-168.

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

93. Тарасов Ю. В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації: дис. ... доктора техн. наук:05.22.02/ Тарасов Юрій Володимирович.-Харків,2021.- 386с.

ДОДАТКИ

Додаток 1 Акти впровадження

УКРАЇНА
місто Харків

Дочірнє підприємство
"Харківський обласний автодор"
відкритого акціонерного
ариства "Державна
акціонерна компанія
•Автомобільні дороги
України* №31941174

61202, м.Харків,

вул.Ахсарова, 6.2 ----- №
№

АКТ

впровадження в "Харківський обласний автодор" результатів наукових досліджень директора по виробництву ТОВ « УКРБУД» Краснокутського Максима Володимировича

Дійсним актом підтверджується, що в "Харківський обласний автодор" впроваджені рекомендації Краснокутського М.В., розроблені ним на підставі наукових досліджень по тематиці дисертаційної роботи на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук.

В філії були впроваджені:

1. Рекомендації по вибору раціональних режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння (раціонального числа обертів вихідного валу двигуна) під час виконання автогрейдером різних робочих операцій.

Директор
"Харківський обласний автодор"



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з наукової роботи

д-р економ. наук, професор

_____ Ілля ДМИТРИСВ
«_____» «_____» 2025 р

Акт

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Краснокутського Максима Володимировича
в практичну і навчальну діяльність "Навчально-науково-випробувальної
лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського
національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково
технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді»

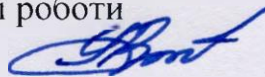
Комісія у складі: голови - проректора з науково-педагогічної роботи
доцента, кандидата технічних наук Ужви Анатолія Вікторовича та членів комісії: -
завідувача кафедри автомобілів професора, доктора технічних наук Клименко
Валерія Івановича, завідувача навчально-науково-випробувальної лабораторії
швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково-технічної творчості та
національно-патріотичного виховання молоді Лукашова Івана Володимировича,
дійшли висновку що отримані та запропоновані наукові результати
дисертаційного дослідження Краснокутського Максима Володимировича на
здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274
«Автомобільний транспорт» мають суттєвий ступень новизни, необхідний
теоретичний рівень» практичну значимість і є достатньо обґрунтованими та
актуальними. Результати дослідження Краснокутського Максима
Володимировича - впроваджено у практичну діяльність Навчально-науково-
випробувальної лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку

науково-технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді.
Зокрема, для практичного використання прийняті наступні результати:

- методика визначення максимальної потужності двигуна та електродвигунів, що реалізовано при розгоні гібридного автомобіля.
- схема гібридної моторно-трансмісійної установки з двигуном внутрішнього згоряння, яка працює при постійній кутовій швидкості колінчастого валу і дозволяє підвищити енергоефективність і керованість процесу розгону автомобіля.

Голова комісії:

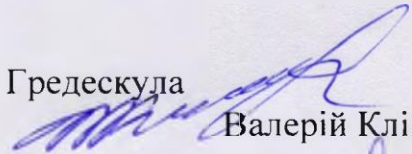
Проректор з науково-педагогічної роботи
доцент, канд. техн. наук



Анатолій Ужва

Члени комісії:

Завідувач кафедри автомобілів ім.. А.Б. Гредескула
професор, д-р техн.. наук



Валерій Кліменко

завідувач «навчально-науково-випробувальної
лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна
Харківського національного автомобільно-дорожнього
університету з розвитку науково-технічної творчості та
національно-патріотичного виховання молоді»



Іван ЛУКАШОВ

Додаток 2 Патенти



