

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГАРМАШ ВЯЧЕСЛАВ ПЕТРОВИЧ

Прим. № ____

УДК 629.017

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН ШЛЯХОМ
ВИКОРИСТАННЯ РОЗДІЛЬНОГО ПРИВОДУ КОЛІС ПОВОРОТНОГО
МОСТУ

274 – Автомобільний транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В.П. Гармаш

Науковий керівник: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2023

АНОТАЦІЯ

Гармаш В.П. Поліпшення маневреності колісних машин шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт”. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2023.

Маневреність є однією з найбільш важливих експлуатаційних властивостей колісних машин, у тому числі і автомобілів. Ця властивість впливає не тільки на безпеку руху, але також і на продуктивність автомобільного транспорту. Розвиток конструкцій електромобілів і гібридних автомобілів дозволяє забезпечити роздільне керування лівими та правими колесами. Це дає можливість полегшити керування автомобілем та зменшити керуюче зусилля за рахунок створення різних крутних моментів на колесах і появи додаткового поворотного моменту.

В такому випадку виникає протиріччя, коли існуюча ускладнена система здійснення повороту не забезпечує потрібних показників ефективності, а повернення до спрощеної системи дозволяє підвищити показники маневреності. Зазначене свідчить про актуальність теми дисертаційної роботи і зумовлює необхідність вирішення наукового завдання, яке полягає в створенні нових методів і системи рульового керування, які дозволяють спростити конструкції ходової частини та рульового керування колісних машин, в яких є достатній будівельний об'єм над ведучими мостами.

Мета дослідження – підвищення безпеки дорожнього руху шляхом підвищення маневреності колісних машин за рахунок використання ведучих поворотних мостів з роздільним приводом лівого та правого коліс.

Об'єкт дослідження – колісна машина з поворотними мостами і роздільним приводом на колеса різних бортів.

Предмет дослідження – визначення раціональних характеристик роздільного управління колесами різних бортів поворотних мостів, що забезпечує поліпшення показників маневреності колісних машин.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в створенні науково-методичної бази проектування колісних машин з поворотними мостами, при цьому вперше:

- отримано вплив різниці дотичних реакцій дороги на колесах на динаміку руху переднього моста при здійсненні його повороту;
- визначено умови, за якими керування поворотом мостів і поворотних платформ потрібно здійснювати за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах, чи загальмування коліс одного з бортів.

Отримала подальший розвиток:

- теорія повороту колісних машин динамічним способом у напрямі динаміки поворотних мостів колісних машин з незалежним приводом окремих коліс;
- метод оцінки маневреності колісних машин за кількістю ступенів рухливості ходової частини в напрямку багатовісних автомобілів з двовісними поворотними платформами.

В результаті дослідження запропоновано два способу керування поворотом і оригінальна конструкція переднього поворотного мосту. Побудована математична модель кругового руху переднього поворотного мосту та отримані залежності для автомобілів з незалежним приводом кожного з передніх коліс. Крім того, запропоновані способи повороту багатовісних автомобілів за рахунок використання двовісних поворотних платформ, що дозволяє підвищити маневреність цих машин і зменшити опір повороту.

Практичне значення одержаних результатів роботи полягає в створенні нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини, що дозволяє підвищити маневреність колісних машин.

Ключові слова: маневреність, колісні машини, привід коліс, поворотний

міст, багатовісні автомобілі.

Список публікацій здобувача за темою дисертації.

Список публікацій здобувача, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту / В.П. Гармаш та ін. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: Державний біотехнологічний університет. 2021. № 23. С. 122–131.

2. Гармаш В.П., Подригало М.А., Побережний А.А. Поліпшення маневреності чотиривісних автомобілів збільшенням числа ступенів рухливості ходової частини. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2022. том 1, № 39. С. 38–41. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/1/39/263364>.

3. Гармаш В.П. Керування процесом маневрування чотириколісного спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2022. том 2, № 40. С. 19–25. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/2/40/270518>.

4. Vyacheslav Garmash Improving The Maneuverability Of Vehicles By Using Front Swivel Axles With Separate Electric Wheels / Mikhail Podrigalo, Nikolay Artiomov, Stanislav Horielyshev, Igor Boikov, Dmitro Baulin, Aleksandr Nakonechnyi, Serhii Sukonko, Natalia Gleizer, Natalia Yurieva // EUREKA: Physics and Engineering, 2023. Number 3(41), P. 29–39, DOI: 10.21303/2461-4262.2023.002838.

5. Поліпшення маневреності колісного транспортного засобу шляхом вдосконалення способу управління поворотом / В.П. Гармаш та ін. Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. Харків: НТУ “ХПІ”. 2023. №1. С. 68-76. DOI: 10.20998/2079-0775.2023.1.07.

6. Черніков О.В., В.П. Гармаш. 3D моделювання процесу маневрування чотирирівнісного колісного шасі з двома поворотними платформами. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2023. Том 1, № 41. С. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2023/1/41/280889>.

Список публікацій здобувача, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації.

1. Подригало М.А., Гармаш В.П., Закапко О.Г., Манжура С.А. Підвищення маневреності автомобілів застосуванням поворотних мостів. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : зб. тез доп. ІХ всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Харків, 29 жовт. 2020 р. Харків: НА НГУ, 2020. С. 245.

2. Подригало М.А., Побережний А.А., Баулін Д.С., Горелишев С.А., Гармаш В.П. Поліпшення повертання чотирирівнісних автомобілів застосуванням двох передніх поворотних мостів. Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2021 : зб. тез доп. ІІ 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>.

3. Подригало М.А., Гармаш В.П. Підвищення показників керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту. Спільні дії військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та шляхи вирішення в умовах воєнного стану : матеріали ІV міжнародної наук.-практ. конф., м. Одеса, 20 жовт. 2022р. Одеса: Військова академія, 2022. С. 44.

4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Гармаш В.П. Оцінка динаміки повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах. Застосування Сухопутних військ ЗСУ у конфліктах сучасності (за досвідом забезпечення національної безпеки і оборони у російсько-українській війні в 2022 році) : матеріали міжвід. наук.-практ. конф., м. Львів, 17 листоп. 2022р. Львів: Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра

Сагайдачного, 2022. С. 318.

5. Подригало М.А., Гецович Е.М., Гармаш В.П. Новий спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : зб. тез доп. XI міжнародної наук.-практ. конф., м. Харків, 29 жовт. 2022р. Харків: НА НГУ, 2022. С. 228-231.

6. Подригало М.А., Горєлишев С.А., Гармаш В.П. Обґрунтування напрямків модернізації та створення нових зразків броньованої колісної техніки Національної гвардії України. Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України : зб. тез доп. всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 23 лют. 2023р. Харків. НА НГУ, 2023. С. 88-90.

7. Подригало М.А., Черніков О.В., Гармаш В.П., Горєлишев С.А., Баулін Д.С. Моделювання процесу маневрування чотирирівнісної машини : зб. тез доп. міжнарод. наук.-практ. конф., м. Кам'янське, 16-18 трав. 2023р., Кам'янське. Дніпровський державний технічний університет, 2023. С. 26-28.

Список публікацій здобувача, які додатково відображають наукові результати дисертації.

1. Наукові основи створення спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою для колісної техніки Національної гвардії України: звіт про НДР ("Шасі-К") (заключний) Національна академія НГ України. Кер. М.А. Подригало, вик. Д.С. Баулін, О.О. Морозов, В.П. Гармаш, Р.О. Кайдалов, А.І. Нікорчук, С.А. Горєлишев, В.П. Одейчук, А.А. Побережний та М.І. Ільченко, № держреєстрації 0121U107478. Харків, 2023. 185 с.

2. Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної гвардії України: звіт про НДР (остаточний) Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Кер. М.А. Подригало, вик. Д.В. Абрамов, О.П. Смирнов, В.П. Гармаш та інші. № держреєстрації 0121U109610. Харків, 2022. 178 с.

3. Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного

малогабаритного транспортного засобу подвійного використання: звіт про НДР (проміжний) Харківський національний автомобільно-дорожній університет Кер. М.А. Подригало, вик. В.П. Гармаш та ін. за договором №ДЗ/141-2022 від 25 жовтня 2022, № держреєстрації 0122U200935. Харків, 2022, 156 с.

4. Динаміка повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах / Гармаш В.П. та ін.. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: Державний біотехнологічний університет. 2021. № 24. С. 64–71.

5. Гармаш В.П., Єманов В.В., Споришев К.О. Модель прогнозування обсягу виходу з ладу озброєння та військової техніки підрозділів Національної гвардії України. Вчені записки Таврійського Національного університету імені В.І.Вернадського. Серія технічні науки. 2021. Том 32 (71) № 1, частина 2. С. 87–91.

6. Патент України № 151645 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/20. Спосіб керування поворотом автомобіля. М.В. Байцур, М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, С.А. Горєлишев, В.П. Гармаш, А.А. Побережний : № у 2021 07650; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

7. Патент України № 151646 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/00, B60W 10/20. Керований поворотний міст колісного транспортного засобу. М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, В.П. Гармаш, В.М. Третьяк, А.І. Нікорчук : № у 2021 07655; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

8. Патент України № 151647 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/20. Спосіб керування поворотом транспортного засобу. М.В. Байцур, М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, В.П. Гармаш, В.М. Третьяк, А.І. Нікорчук: № у 2021 07664; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

9. Патент України № 151648 на корисну модель МПК (2006.01) F16D 65/00, F16D 65/56. Спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм. Є.М. Гецович, М.А. Подригало, В.П. Гармаш: № у 2021 07683; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

10. Патент України № 151941 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/20. Спосіб управління рухом чотиривісного транспортного засобу. М.В. Байцур, Д.С. Баулін, В.О. Богомолов, В.П. Гармаш, С.А. Горелишев, Р.О. Кайдалов, О.О. Морозов, А.А. Побережний, М.А. Подригало: № у 2021 07634; заявл. 28.12.2021; опубл. 05.10.2022, Бюл. № 40/2022.

SUMMARY

V. Garmash. Improving the maneuverability of wheeled vehicles through the use of a separate wheel drive of the swing axle. – Qualification scientific work with the manuscript copyright \ Qualification scholarly paper: a manuscript.

Dissertation for obtaining the Doctor of Philosophy scientific degree in specialty 274 “Automobile Transport” \ The dissertation for the Doctor of Philosophy scientific degree in specialty 274 “Automobile Transport”. – Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, 2023.

Maneuverability is one of the most important operational properties of wheeled vehicles, including cars. This feature affects not only traffic safety, but also the productivity of road transport. The development of the designs of electric cars and hybrid cars allows for separate control of the left and right wheels. This makes it easier to drive the car and reduce the steering effort due to the creation of different torques on the wheels and the appearance of an additional turning moment.

In this case, a contradiction arises, when the existing complicated system of turning does not provide the necessary efficiency indicators, and returning to a simplified system allows to increase the maneuverability indicators. The above testifies to the relevance of the topic of the dissertation and makes it necessary to solve the scientific task, which consists in creating a steering system that allows to simplify the construction of the chassis and steering of wheeled vehicles, which have a sufficient construction volume above the leading bridges.

The purpose of the study is to increase road safety by increasing the maneuverability of wheeled vehicles due to the use of leading rotary bridges with separate drive of the left and right wheels.

The object of the study is a wheeled vehicle with rotary axles and a separate drive for the wheels of different sides.

The subject of the study is the determination of the rational characteristics of the separate control of the wheels of different sides of the swing bridges, which ensures the improvement of the maneuverability of wheeled vehicles.

The scientific novelty of the obtained results lies in the creation of a scientific-methodical basis for the design of wheeled vehicles with rotary bridges, while for the first time:

- the influence of the difference in the tangential reactions of the road on the wheels on the dynamics of the front axle movement during its turn was obtained;
- the conditions under which control of the rotation of bridges and turntables must be carried out by creating a difference in torques on the wheels, or by braking the wheels of one of the sides.

Received further development:

- the theory of turning wheeled machines in a dynamic way in the direction of dynamics of rotary bridges of wheeled machines with independent drive of individual wheels;
- the method of evaluating the maneuverability of wheeled vehicles by the number of degrees of mobility of the chassis in the direction of multi-axle vehicles with two-axle rotary platforms.

As a result of the study, two methods of turning control and an original design of the front swing bridge were proposed. A mathematical model of the circular movement of the front swing axle was built and dependencies were obtained for cars with independent drive of each of the front wheels. In addition, the proposed methods of turning multi-axle cars due to the use of two-axis turning platforms, which allows to increase the maneuverability of these cars and reduce the turning resistance.

The practical significance of the obtained work results lies in the creation of new ways of controlling the rotation of wheeled vehicles and original designs of

undercarriage elements, which makes it possible to increase the maneuverability of wheeled vehicles.

Keywords: maneuverability, wheeled vehicles, wheel drive, swing bridge, multi-axle vehicles.

List of publications of the recipient by the topic of the dissertation.

List of publications of the recipient, in which the main scientific results of the dissertation were published:

1. Assessment Of Controllability Of Cars With Electric Motor Wheels Of The Front Swing Axle / V.P. Garmash et al. Technical service of agriculture, forestry and transport. Kharkiv: State Biotechnological University. 2021. № 23. P. 122–131.

2. Garmash V.P., Podrigalo M.A., Poberezhny A.A. Improving The Maneuverability Of Four-Axle Vehicles By Increasing The Number Of Degrees Of Mobility Of The Undercarriage. The collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine. 2022. vol 1, № 39. P. 38–41. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/1/39/263364>.

3. Garmash V.P. Control Of The Process Of Maneuvering Of A 4-Wheel Special Chassis With A Combined Power Plant. The collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine. 2022. vol 2, № 40. P. 19–25. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/2/40/270518>.

4. Vyacheslav Garmash Improving The Maneuverability Of Vehicles By Using Front Swivel Axles With Separate Electric Wheels / Mikhail Podrigalo, Nikolay Artiomov, Stanislav Horielyshev, Igor Boikov, Dmitro Baulin, Aleksandr Nakonechnyi, Serhii Sukonko, Natalia Gleizer, Natalia Yurieva // EUREKA: Physics and Engineering, 2023. Number 3(41), P. 29–39, DOI: 10.21303/2461-4262.2023.002838.

5. Improving Maneuverability Of A Wheeled Vehicle By Improving Turn Control Method / V.P. Garmash et al. Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD. Kharkiv: NTU «KhPI». 2023. №1. P. 68–76.

DOI: 10.20998/2079-0775.2023.1.07.

6. Chernikov O.V., Garmash V.P. 3D Modeling Of The Maneuvering Process Of A Four-Axial Wheeled Chassis With Two Rotating Platforms. The collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. Kharkiv: National Academy of the National Guard of Ukraine. 2023. vol 1, № 41. P. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2023/1/41/280889>.

List of publications of the recipient, which certify the approval of the dissertation materials:

1. Podrigalo M.A., Garmash V.P., Zakapko O.G., Manzhura S.A. Increasing The Maneuverability Of Cars Using Swing Bridges. Topical Issues of Supporting Service and Combat Activity of Military Formations and Law Enforcement Agencies: Proceedings of IX-th Scientific and Practical Conference, Kharkiv, 29 Oct. 2020 p. Kharkiv: NA NGU, 2020. P. 245.

2. Podrigalo M.A., Poberezhny A.A., Baulin D.S., Horielyshev S.A., Garmash V.P. Improvement Of Turning Of Four-Axle Wagons Due To The Use Of Two Front Turning Axles. Prospects for the development of mechanical engineering and transport–2021: Proceedings of II-th International Scientific and Practical Conference, Vinnytsia, 13-15 May 2021. Vinnytsia: VNTU, 2021. P.233–235. <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/prmt/pmrt2021/paper/view/13090>.

3. Podrigalo M.A., Garmash V.P. Increasing The Controllability Of Cars With Electric Motor-Wheels Of The Front Rotary Axle. Joint actions of military formations and law enforcement agencies of the state: problems and solutions in the conditions of martial law: Proceedings of IV-th International Scientific and Practical Conference, Odesa, 20 Oct. 2022. Odesa: Military Academy, 2022. P. 44.

4. Podrigalo M.A., Kaidalov R.O., Garmash V.P. Evaluation Of The Dynamics Of Turning The Front Axle Of The Car With The Difference In Torques On The Wheels. The use of the Ground Forces of the Armed Forces of Ukraine in modern conflicts (based on the experience of ensuring national security and defense in the Russian-Ukrainian war in 2022): Proceedings of Scientific and Practical Conference, Lviv, 17 листоп. 2022р. Lviv: Hetman Petro Sahaidachnyi

National Ground Forces Academy, 2022. P. 318.

5. Podrigalo M.A., Getsovykh E.M., Garmash V.P. A New Method Of Compensating The Wear Of The Friction Lining Of The Brakes. Topical Issues of Supporting Service and Combat Activity of Military Formations and Law Enforcement Agencies: Proceedings of XI-th International Scientific and Practical Conference, Kharkiv, 29 Oct. 2022p. Kharkiv: NA NGU, 2022. P. 228-231.

6. Podrigalo M.A., Horielyshev S.A., Garmash V.P. Justification Of Directions For Modernization And Creation Of New Models Of Armored Wheeled Vehicles Of The National Guard Of Ukraine. Problems of operational and logistical support of the components of the security and defense sector of Ukraine : Proceedings of Scientific and Practical Conference, Kharkiv, 23 Febr. 2023. Kharkiv. NA NGU, 2023. P. 88-90.

7. Podrigalo M.A., Chernikov O.V., Garmash V.P., Horielyshev S.A., Baulin D.S. Simulation Of The Maneuvering Process Of A Four-Axis Machine: Proceedings of International Scientific and Practical Conference, Kamianske, 16-18 May 2023., Kamianske. Dnipro State Technical University, 2023. P. 26-28.

List of publications of the recipient, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:

1. Scientific Basis Of Creating A Special Chassis With A Combined Power Plant For Wheeled Vehicles Of The National Guard Of Ukraine: report on research work ("Chassis-K") (final) National Academy of NGU. Leader M.A. Podrigalo, perf. D.S.Baulin, O.O. Morozov, V.P. Garmash, R.O. Kaidalov, A.I. Нікорчук, S.A. Horielyshev, M.P.Odiychuk, A.A. Poberezhny and M.I. Ilchenko, № state registration 0121U107478. Kharkiv, 2023. 185 p.

2. Development Of An Energy-Efficient Machine Complex For The Transport Of The Armed Forces And The National Guard Of Ukraine: report on research work (final) Kharkov National Automobile and Highway University. Leader M.A.Podrigalo, perf. D.V. Abramov, O.P. Smirnov, V.P. Garmash та інші. № state registration 0121U109610. Kharkiv, 2022. 178 p.

3. Development Of A Prototype Of An Energy-Efficient Wheeled

Compact Dual-Use Vehicle: Report On Research Work. (intermediate). Kharkov National Automobile and Highway University Leader M.A.Podrigalo, perf. V.P. Garmash та ін. according to the contract №Д3/141-2022 from 25 Oct 2022, № state registration 0122U200935. Kharkiv, 2022, 156 p.

4. The Dynamics Of Turning The Front Axle Of The Vehicle With a Difference In Torques On The Wheels / V.P. Garmash et al. Technical service of agriculture, forestry and transport. Kharkiv: State Biotechnological University. 2021. № 24. P. 64–71.

5. Garmash V.P., Yemanov V.V., Sporyshev K.O. Model For Forecasting The Amount Of Failure Of Weapons And Military Equipment Of Units Of The National Guard Of Ukraine. Scientific notes of the V. I. Vernadsky Taurida National University. Technical science series. 2021. Vol 32 (71) № 1, part 2. P. 87–91.

6. Patent of Ukraine № 151645 for a utility model IPC (2006.01) B60W 10/20. The Method Of Controlling The Turn Of The Vehicle. M.V. Baitsur, M.A.Podrigalo, R.O.Kaidalov, S.A. Horielyshev, V.P. Garmash, A.A. Poberezhny: № u 2021 07650; declar. 28.12.2021; publ. 25.08.2022, Bul. № 34/2022.

7. Patent of Ukraine № 151646 for a utility model IPC (2006.01) B60W 10/00, B60W 10/20. Controlled Rotary Bridge Of A Wheeled Vehicle. M.A.Podrigalo, R.O.Kaidalov, V.P. Garmash, V.M. Tretyak, A.I. Nikorchuk: № u 2021 07655; declar. 28.12.2021; publ. 25.08.2022, Bul. № 34/2022.

8. Patent of Ukraine № 151647 for a utility model IPC (2006.01) B60W 10/20. The Method Of Controlling The Turn Of The Vehicle. M.V. Baitsur, M.A.Podrigalo, R.O.Kaidalov, V.P. Garmash, V.M. Tretyak, A.I. Nikorchuk: № u 2021 07664; declar. 28.12.2021; publ. 25.08.2022, Bul. № 34/2022.

9. Patent of Ukraine № 151648 for a utility model IPC (2006.01) F16D 65/00, F16D 65/56. A Method Of Compensating The Wear Of The Friction Lining Of The Brakes. E.M. Getsovyeh, M.A. Podrigalo, V.P. Garmash: № u 2021 07683; declar. 28.12.2021; publ. 25.08.2022, Bul. № 34/2022.

10. Patent of Ukraine № 151941 for a utility model IPC (2006.01) B60W

10/20. The Method Of Controlling The Movement Of A Four-Axle Vehicle.
M.V. Baitsur, D.S. Baulin, V.O. Bogomolov, V.P. Garmash, S.A. Horielyshev,
R.O. Kaidalov, O.O. Morozov, A.A. Poberezhny, M.A. Podrigalo: № u 2021
07634; declar. 28.12.2021; publ. 05.10.2022, Bul. № 40/2022.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	18
Вступ	19
1 Аналіз відомих досліджень маневреності колісних машин та напрямів її підвищення	25
1.1 Властивості маневреності колісних машин	25
1.2 Показники та критерії оцінки маневреності колісних машин	27
1.3 Способи здійснення повороту колісної машини.....	34
1.4 Напрями підвищення маневреності колісних машин	37
1.5 Висновки за розділом 1 і постановка завдань дослідження	38
2 Теоретичне дослідження динаміки двовісної колісної машини з переднім поворотним мостом	40
2.1 Способи управління переднім поворотним мостом при роздільному приводі лівого та правого коліс	40
2.1.1 Спосіб керування поворотом машини за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах переднього мосту	40
2.1.2 Спосіб керування поворотом за рахунок створення різниці гальмових моментів на колесах переднього поворотного мосту	42
2.2 Схема переднього поворотного мосту	46
2.3 Динаміка повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах	49
2.4 Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту	57
2.5 Висновки за розділом 2	70
3 Теоретичне дослідження динаміки багатовісної колісної машини з переднім поворотним мостом	73

3.1 Підвищення маневреності трьохвісного автомобіля застосуванням поворотних мостів	73
3.2 Поліпшення маневреності та керованості чотиривісного автомобіля застосуванням двох передніх поворотних мостів	78
3.3 Спосіб керування рухом чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами	81
3.4 Аналіз маневреності чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами	86
3.4.1 Модель з “жорсткими” колесами	86
3.4.2 Визначення моменту опору повороту платформи при “жорстких” колесах	93
3.4.3 Зменшення моменту опору повороту платформи	99
3.4.4 Новий спосіб керування рухом двовісної поворотної платформи при вході та виході з повороту	102
3.4.5 Визначення зовнішніх сил, що діють на колісний транспортний засіб під час повороту	103
3.5 Підвищення маневреності чотиривісної колісної машини збільшенням кількості ступенів рухливості ходової частини	104
3.6 Висновки за розділом 3	107
4 Просторове моделювання та експериментальне дослідження маневреності колісних машин з поворотними мостами	111
4.1 Експериментальне дослідження маневреності масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання	111
4.1.1 Розробка програми-методики експериментальних досліджень.	111
4.1.2 Результати експериментальних досліджень маневреності масштабної моделі	117
4.2 3D моделювання руху чотиривісної машини з двома поворотними двовісними платформами	119
4.3 Висновки за розділом 4	131

	17
Висновки	133
Список використаних джерел	137
Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дослідження	148
Додаток Б Акти впровадження результатів дослідження	151
Додаток В Патенти на корисну модель.....	158

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ККД	– коефіцієнт корисної дії;
КТ	– колісна техніка;
НГ України	– Національна гвардія України;
ПрАТ “НВО Практика”	– Приватне акціонерне товариство “Науково-виробниче об’єднання “Практика”;
СШЗКЕУ	– спеціальне шасі з комбінованою енергетичною установкою;
ХНАДУ	– Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Маневреність є однією з найбільш важливих експлуатаційних властивостей колісних машин, у тому числі і автомобілів. Ця властивість впливає не тільки на безпеку руху, але також і на продуктивність автомобільного транспорту.

Дослідженню і вдосконаленню властивостей маневреності, яка є комплексною (складною) властивістю присвячено велику кількість наукових робіт і конструкторських розробок. Проблеми, які встають перед розробниками колісних машин наступні:

- забезпечення стійкості руху при маневруванні колісних машин;
- забезпечення потрібної керованості та повороткості колісних машин;
- зниження опору руху при маневруванні колісних машин;
- забезпечення зовнішньої та внутрішньої вписуваності.

Свого часу, необхідність зменшення будівельного об'єму, потребувала встановлення поворотних коліс на передньому направляючому мосту автомобіля. Однак в такому випадку виникає додатковий опір руху машини, що обумовлено неспівпадінням траєкторій руху передніх зовнішнього і внутрішнього направляючих коліс з їхніми траєкторіями під час ідеального повороту. Винахід Шарля Жанто і Карла Бенца – рульова трапеція, що має раціональні геометричні параметри для одного значення параметрів колії переднього мосту. При зміні колії порушуються раціональні співвідношення між параметрами трапеції, що викликає підвищення опору руху машини під час повороту. Це питання актуально для колісних машин, в яких проводиться зміна колії в процесі експлуатації. Але в деяких з цих машин будівельний об'єм достатній для повороту переднього направляючого мосту на значні кути.

Розвиток конструкцій електромобілів і гібридних автомобілів дозволяє забезпечити роздільне керування лівими та правими колесами. Це дає можливість полегшити керування автомобілем та зменшити керуюче зусилля за

рахунок створення різних крутних моментів на колесах і появи додаткового поворотного моменту. Такий спосіб управління поворотом особливо актуальний для деяких колісних машин подвійного призначення.

В такому випадку виникає протиріччя, коли існуюча ускладнена система здійснення повороту не забезпечує потрібних показників ефективності, а повернення до спрощеної системи дозволяє підвищити показники маневреності. Зазначене свідчить про актуальність теми дисертаційної роботи і зумовлює необхідність вирішення наукового завдання, яке полягає в створенні нових методів і системи рульового керування, які дозволяють спростити конструкції ходової частини та рульового керування колісних машин, в яких є достатній будівельний об'єм над ведучими мостами.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу було виконано в межах індивідуального плану роботи аспіранта, у відповідності до цільової науково-технічної програми Національної Академії наук України “Дослідження і розробки з проблем підвищення обороноздатності і безпеки держави” та в рамках досліджень, які здійснено у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті та Національній академії Національної гвардії України відповідно до договору №277/01 від 15.10.2020 р. про співробітництво. Основні результати дисертації були реалізовані в ході виконання науково-дослідної роботи: “Наукові основи створення спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою для колісної техніки Національної гвардії України”, шифр – “Шасі-К” (держ. реєстр № 0121U107478), що виконана на замовлення Начальника академії Національної гвардії України; “Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної гвардії України” (держ. реєстр № 0121U109610), що виконана у відповідності до плану держбюджетних НДР МОН України та НДР за держзамовленням “Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання” (договір №ДЗ/141-2022 від 25 жовтня 2022 р., держ. реєстр № 0122U200935).

Мета та завдання дослідження. Мета дослідження – підвищення безпеки дорожнього руху шляхом підвищення маневреності колісних машин за рахунок використання ведучих поворотних мостів з роздільним приводом лівого та правого коліс.

Для досягнення поставленої мети дослідження послідовно вирішувались такі завдання:

- провести теоретичне дослідження динаміки двовісної колісної машини з переднім поворотним мостом і роздільним приводом лівого та правого коліс;
- виконати теоретичне дослідження динаміки багатовісної колісної машини з поворотними мостами;
- здійснити просторове моделювання та експериментальні дослідження маневреності малогабаритної колісної машини з поворотними мостами.

Об’єкт дослідження – колісна машина з поворотними мостами і роздільним приводом на колеса різних бортів.

Предмет дослідження – визначення раціональних характеристик роздільного управління колесами різних бортів поворотних мостів, що забезпечує поліпшення показників маневреності колісних машин.

Методи дослідження. Для вирішення наукового завдання і досягнення поставленої в роботі мети застосовано системний підхід в межах якого використовувались такі методи дослідження:

- в теоретичній частині використовувалися методи класичної механіки та кінематичного аналізу механізмів теорії механізмів та машин.
- в експериментальній частині – метод парціальних прискорень, методи електричних вимірювань механічних величин.

Використання цих методів під час вирішення поставленого наукового завдання дозволило отримати низку нових результатів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в створенні науково-методичної бази проектування колісних машин з поворотними мостами, при цьому вперше:

- отримано вплив різниці дотичних реакцій дороги на колесах на

динаміку руху переднього моста при здійсненні його повороту;

– визначено умови, за якими керування поворотом мостів і поворотних платформ потрібно здійснювати за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах, чи загальмування коліс одного з бортів.

Отримала подальший розвиток:

– теорія повороту колісних машин динамічним способом у напрямі динаміки поворотних мостів колісних машин з незалежним приводом окремих коліс;

– метод оцінки маневреності колісних машин за кількістю ступенів рухливості ходової частини в напрямку багатовісних автомобілів з двовісними поворотними платформами.

Практичне значення одержаних результатів роботи полягає в створенні нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини, що дозволяє підвищити маневреність колісних машин.

Отримані наукові результати використані у освітній, науковій та практичній діяльності Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків), Національної академії Національної гвардії України (м. Харків), ПрАТ “НВО Практика” (про що складені відповідні акти) для підвищення динамічних властивостей броньованих колісних машин та військової автомобільної техніки, створення нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини, а також для оцінки бойової живучості військової техніки на етапі виготовлення нових та модернізації існуючих її зразків. Перелік актів про впровадження результатів дослідження наведено у додатку Б.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати отримані здобувачем особисто. У спільних наукових публікаціях за темою роботи здобувачу належать наступні положення. У статті [1] провів аналіз показників керованості двохвісної машини з переднім поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах та отримав оцінки керованості

автомобілів з переднім поворотним ведучим мостом при створенні різниці крутних моментів на його колесах. У статті [2] визначив взаємозв'язок між числом керуючих впливів під час повороту в площині дороги чотиривісного повнопривідного автомобіля із двома поворотними платформами й числом ступенів рухливості останнього. У статті [3] провів аналіз показників керованості чотириколісного спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах та дослідив вплив закону зміни різниці крутних моментів на кінематичні параметри повороту автомобіля. У статті [4] створив математичну модель руху транспортного засобу під час повороту, визначив сили та моменти опору повороту передньої осі та отримав раціональні закони управління поворотом. У статті [5] провів аналіз всього різноманіття показників та критеріїв маневреності загалом та її окремих властивостей та запропонував нову класифікацію показників та критеріїв оцінки маневреності колісних машин. У статті [6] розробив цифрову модель чотиривісного колісного шасі з двома поворотними платформами та провів віртуальні дослідження для трьох варіантів маневрування.

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати досліджень, які викладені у дисертації, були обговорені і схвалені на науково-практичних конференціях різного рівня: міжнародної науково-практичної конференції науково-дослідного центру Національної академії Національної гвардії України “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” (Харків, 29 жовтня 2020 р., 28 жовтня 2022 р., [7, 11]); II міжнародної науково-технічної конференції “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2021” (Вінниця, 13–15 травня 2021. [8]); IV міжнародної науково-практичної конференції “Спільні дії військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та шляхи вирішення в умовах воєнного стану” (Одеса, 20 жовтня 2022 р. [9]); міжвідомчої науково-практичної конференції “Застосування Сухопутних військ ЗСУ у конфліктах сучасності (за досвідом забезпечення національної безпеки і

оборони у російсько-українській війні в 2022 році” (Львів, 17 листопада 2022 р. [10]); всеукраїнської науково-практичної конференції “Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України” (Харків, 23 лютого 2023 р. [12]); міжнародної науково-практичної конференції “Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України” (Кам’янське, 16-18 травня 2023 р. [13]).

Обґрунтованість та достовірність результатів роботи, наведених у дисертації, забезпечується:

- коректністю та строгістю математичних постановок задач у рамках класичної механіки, теорії експлуатаційних властивостей автомобіля;
- узгодженістю та співпадінням одержаних рішень з результатами наведеними в літературі та отриманих при експериментальних дослідженнях.

Сукупність отриманих у дисертації наукових результатів, позитивна оцінка їх достовірності, наукової та практичної значущості дозволяють вважати сформульоване наукове завдання вирішеним, а поставлену мету – досягнутою.

Публікації. Основні наукові результати досліджень за темою дисертації опубліковані у 6 наукових статтях, у тому числі 1 публікація у виданні, що входить до наукометричної бази даних Scopus, 5 публікацій у наукових виданнях, що входять до переліку фахових видань України, а також додатково відображені у 2 публікаціях у наукових виданнях, 7 тезах доповідей на конференціях та використані при виконанні 3 науково-дослідних робіт.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із титульного аркуша, анотації, змісту, переліку умовних позначень, основної частини обсягом 136 сторінок, списку використаних джерел та 3 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 189 сторінки, у тому числі, 9 рисунків на 6 сторінках.

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАНЕВРЕНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН ТА НАПРЯМІВ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

1.1 Властивості маневреності колісних машин

Маневреність, як зазначав професор Закін Я.Х. та й інші автори [21–24] 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 [21].

У роботі [25] 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 [25].

Під маневром [25] 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 комплексна експлуатаційна властивість, яка включає в 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 (здатність 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 педаль подачі палива, гальма та ричаг перемикавання передач [25–27].

Повертаність характеризує властивість автомобіля здійснювати додатковий рух у площині дороги, обумовлений бічною еластичністю шин.

Легкість керування автомобілів у класичній літературі [21–24] розглядають з позицій оцінки зусиль, що прикладаються до кермового колеса. Під час руху на повороті стійкість завжди розглядалася [21] 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 [28–31] 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 [21, 32–35], присвяченій маневреності, розглядається як властивість автомобіля здійснювати поворот з мінімальним радіусом кривизни траєкторії. Під час повороту на місці розглядається статична поворотливість, а під час руху із заданою швидкістю – динамічна поворотливість. В роботах [21, 24] введено поняття поперечної рухомості автомобіля, як складовою поворотливості. Це стало необхідністю в зв’язку з появою нетрадиційних способів маневрування [24], 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.

1.2 Показники та критерії оцінки маневреності колісних машин

Для оцінки маневреності у роботі [25] запропоновані показники – сумарний час та середня швидкість здійснення маневру. Ці показники обрані [25] 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 [21, 26, 27, 32] було проведено аналіз всього різноманіття показників та критеріїв маневреності загалом та її окремих властивостей. На відміну від систематизації цих показників та критеріїв, виконаної у роботах [21, 26, 27, 32] 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 колісних тракторів.

Це особливо важливо для транспортних самохідних шасі, що мають центр мас, зміщений до задньої осі, і низьку керованість.

У табл. 1.1 наведено систематизацію показників та критеріїв маневреності, виконану за запропонованими ознаками.

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

Аналіз показників та критеріїв властивостей маневреності, наведених у табл. 1.1, показує, що найбільш об'єктивними показниками можуть бути

наступні:

– кутове прискорення автомобіля в площині дороги $\varepsilon_z = \frac{d\omega_z}{dt}$ з метою

оцінки керованості;

– кутова швидкість автомобіля в площині дороги ω_z з метою оцінки поворотливості;

– час виконання заданого маневру T_M з метою оцінки маневреності.

Таблиця 1.1 – Запропонована систематизація показників та критеріїв маневреності [8, 21, 24, 25, 33, 36–39]

№ 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_{ζ_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 провідних колесах [36]	$R_{\text{квед}}$		легкість управління
4	Бічна сила на задній осі [21,24]	R_{ζ_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]	$\dot{\alpha}_{max}$		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} $V_{зан}$ $V_{опр}$	$V_{kp} = \sqrt{\frac{L}{m_2^n (K_{\phi_2} - m_1^n) K_{\phi}}}$ $V_{зан} = \sqrt{R_c \phi g} \times \sqrt{1 - R_X^2 \left(\frac{L}{qm\phi g} \right)^2}$ $V_{опр} = \sqrt{\frac{BR_c g}{2h}}$	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}	$R_{min} = \frac{L}{tg(\bar{\alpha}_{перед})} = \frac{L}{\sqrt{(\phi/f)^2 - 1}}$	статична поворотливість
17	Граничний кут повороту керованих коліс [36]	$\bar{\alpha}_{перед}$	$\bar{\alpha}_{перед} = arctg \left(\sqrt{(\phi/f)^2 - 1} \right)$	статична поворотливість
18	Лінійна швидкість руху на повороті заданого радіусу R [21,35,39]	V_R		динамічна поворотність
19	Максимальна кутова швидкість повороту машини [36]	ω_{max}		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}	$Y_{B-M} = \alpha_1 \frac{V_z}{V_{max}} + \alpha_2 \frac{Q_{np}}{Q_S} + \alpha_3 \frac{\mathcal{E}_{np}}{\mathcal{E}_S}$	керованість
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 табл. 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 керованості

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 коліс 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

Силіві 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 [40–42], що дозволило визначити при проектуванні необхідний запас потужності двигуна та забезпечити високу динамічність автомобіля.

В роботах [24, 40, 43] 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 $\frac{d\omega_z}{dt}$ під час повороту. Тобто при оцінюванні маневреності

необхідно враховувати усі складові потужності двигуна та пам'ятати, що будь-які не виробничі витрати потужності двигуна знижують маневреність автомобіля.

Однак, в роботах [24, 40], 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 неперервною 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 під час входу 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 опір дорожніх нерівностей доріг з твердим і деформованим покриттям розглянуто в [44]. Дорожні нерівності в цій 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 маневру, наприклад повороту (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 $\psi(X_{\text{неч}})$ стає лінійною (рис.1.1 крива 2).

Повертаючий момент [24, 25, 40, 41] може створюватися різницею

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

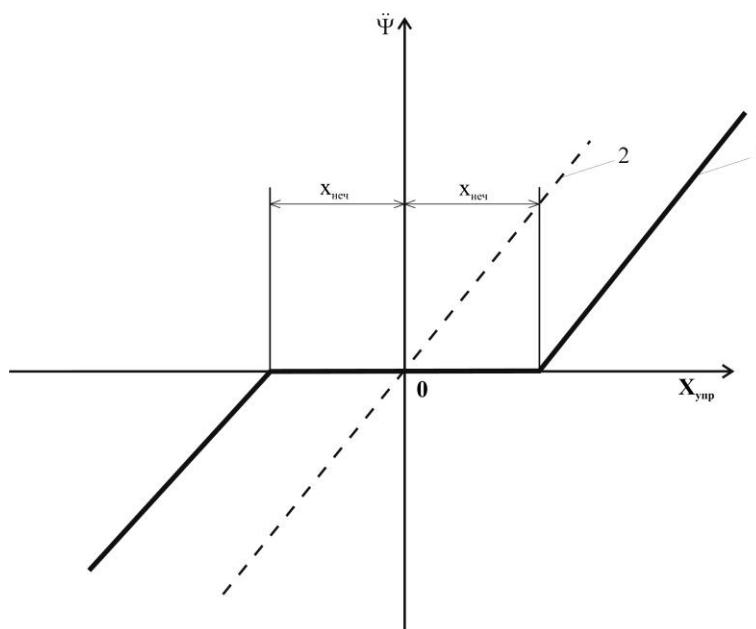


Рисунок 1.1 – Залежність кутового прискорення машини ψ у площині дороги від керуючого зусилля $X_{упр}$: 1 – за наявності зони нечутливості $X_{неч}$; 2 – за відсутності зони нечутливості $X_{неч}$

На колісних тракторах застосовують спосіб відключення зовнішнього заднього колеса від двигуна під час повороту 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 [24, 36, 40, 41] та підвищиться керованість колісного трактора.

Проведений аналіз показав, що у відомих дослідженнях недостатньо детально розглянуто показники та критерії оцінки маневреності колісних машин у разі використання роздільного приводу коліс поворотного мосту.

1.3 Способи здійснення повороту колісної машини

У роботах багатьох провідних вчених [21, 24, 31, 43, 45–52] розглядалося питання здійснення повороту колісних та гусеничних машин у різний спосіб. У роботі [31] розроблена та представлена класифікація відомих і перспективних способів здійснення маневру (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Класифікація способів здійснення маневру колісних машин [31]

Взагалі поворот колісних машин може здійснюватися трьома основними способами [24, 43, 46, 47, 53]:

- 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 [54] цій спосіб трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого і забігаючого бортів. Автор роботи [24] вважає, що оскільки збільшення крутного моменту на забігаючому борту призводить до збільшення кутової швидкості цього борту, то визначення в роботах [32, 54] можна вважати коректними.

В кінематичному способі повороту направляючі колеса поділяються на ведучі або веденні. 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 [21, 24] 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 – подовжня 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 [21, 24]. Якщо відношення між α'' і α' не відповідає залежності (1.1), то відбувається погіршення керованості машини і підвищений знос шин.

В роботах [43, 46, 47] досліджено вплив кінематичного розузгодження кутів α'' і α' внаслідок недосконалості рульового приводу направляючих коліс і запропоновано метод оптимізації геометричних параметрів рульової трапеції.

Вказане явище 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.

Під час повороту 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 подовжня вісь машини зберігає початковий напрямок [24].

В роботі [55] 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 Я.Є. Фаробіна і М.Н. Коденка [56].

В роботі [24] запропоновано розділяти динамічний спосіб повороту на швидкісний, силовий і комбінований в залежності від того, різниця яких параметрів (кутових швидкостей або моментів) створюється під час повороту.

Прагнення забезпечити переваги кінематичного і динамічного способів повороту призвело до появи комбінованого способу повороту [43, 46, 47]. У цьому випадку, для реалізації високої ефективності процесу повороту, необхідно точно погодити роботу рульового керування з трансмісією, між двигуном і гальмівною системою [56]. В роботах [50, 51] показано, що при комбінованому способі керування поворотом збільшується число стезей рухомості колісної машини. Проте, при цьому підвищуються вимоги до функціональної стабільності механізмів і систем, що забезпечують маневреність цих машин.

1.4 Напрями підвищення маневреності колісних машин

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

Поява в останній класифікації способів здійснення маневру (рис. 1.2 [31]) нових позицій свідчить про пошук шляхів підвищення маневреності різними авторами.

Серед напрямків підвищення маневреності колісних машин слід відмітити використання комбінованого способу, який здійснюється за рахунок сумісного використання повороту напрямних коліс та бортового гальмування колісної машини [36, 46, 57]. Використання гальмування коліс внутрішнього борту при подачі більшого крутного моменту на колесах зовнішнього борту дає можливість створити додатковий поворотний момент та підвищити маневреність машини та її властивості – поворотність. Для реалізації цього способу дуже корисним є використання диференційного механізму повороту [36, 46, 57].

Використання переднього поворотного мосту [8, 9, 58–71] дозволяє підвищити маневреність колісних машин за рахунок зменшення опору повороту машин. Однак способи, що наведені в роботах [8, 9, 58–71], застосовують на ведених мостах. Використання поворотних (направних) 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 дозволяє значно підвищити маневреність цих машин.

Усе це дозволяє стверджувати, що доцільним є проведення дослідження, присвяченого питанням динаміки поворотних мостів з ведучими колесами, що мають роздільний привід. Метою даного дослідження є підвищення безпеки дорожнього руху шляхом підвищення маневреності колісних машин за рахунок використання переднього ведучого поворотного мосту з роздільним приводом лівого та правого коліс.

1.5 Висновки за розділом 1 і постановка завдань дослідження

На основі результатів огляду й аналізу публікацій можливо зробити наступні висновки:

- поворотні моменти, що створюються за рахунок різниці дотичних реакцій дороги на колесах різних бортів автомобіля дозволяють ефективніше подолати опір повороту автомобіля;

- використання на передньому поворотному мосту ведучих коліс дозволяє створити додатковий поворотний момент і підвищити маневреність і керованість автомобіля.

Проведений аналіз дозволив сформулювати завдання дослідження:

- провести теоретичне дослідження динаміки повороту двовісної колісної машини з переднім поворотним мостом і роздільним приводом лівого та правого коліс;

- провести теоретичне дослідження динаміки повороту багатовісної колісної машини з поворотними мостами;

- провести просторове моделювання та експериментальні дослідження

маневреності малогабаритної колісної машини з переднім поворотним мостом і роздільним приводом лівого та правого коліс.

Отримані у розділі результати опубліковані у працях [5, 7, 8, 9, 12].

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ДВОВІСНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ З ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ

2.1 Способи управління переднім поворотним мостом при роздільному приводі лівого та правого коліс

2.1.1 Спосіб керування поворотом машини за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах переднього мосту

В основу вирішення поставленої задачі запропоновано удосконалення способу керування поворотом колісної машини з переднім поворотним мостом [5, 7]. Це можливо за рахунок створення різниці крутних моментів на зовнішньому і внутрішньому по відношенню до центру повороту колесах. При вході до повороту (рис. 2.1) створюють більший крутний момент на зовнішньому колесі, а менший по величині крутний момент – на внутрішньому колесі. При виході з повороту створюють менший по величині крутний момент на зовнішньому колесі, а більший – на внутрішньому (рис. 2.2).

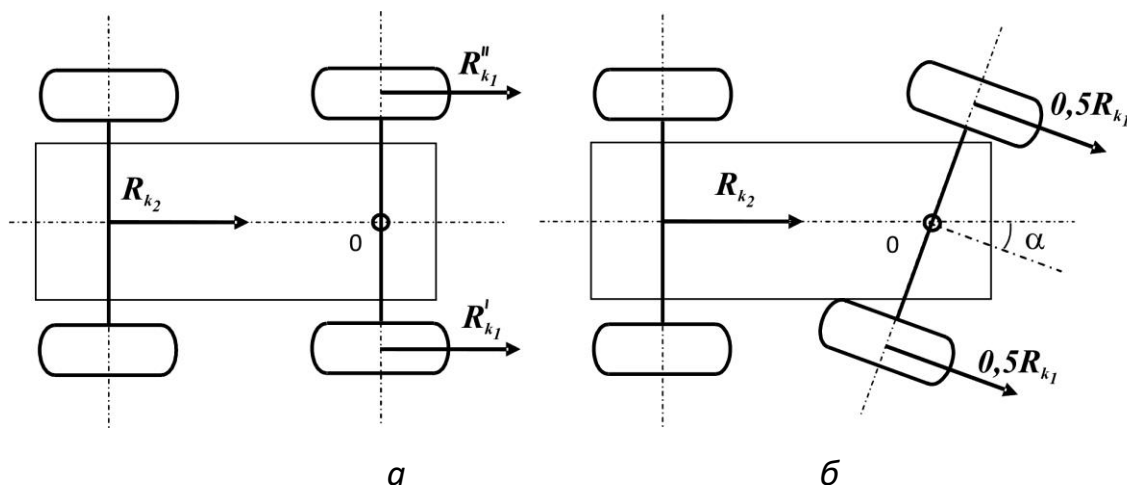


Рисунок 2.1 – Створення різниці дотичних реакцій дороги на передньому поворотному мосту при вході автомобіля в поворот: *а* – під час входу до повороту; *б* – під час сталого повороту

При русі на повороті колеса заднього ведучого моста створюють постійне тяглове зусилля (рис. 2.1, 2.2) R_{k2} , що забезпечує поступальний рух колісної

машини. При вході до повороту (рис. 2.1) на зовнішньому колесі створюють більший крутний момент M''_{kl} , а на внутрішньому – менший за величиною M'_{kl} . Крутні моменти M'_{kl} і M''_{kl} створюють дотичні реакції R'_{kl} і R''_{kl} на колесах, що спрямовані в сторону руху машини

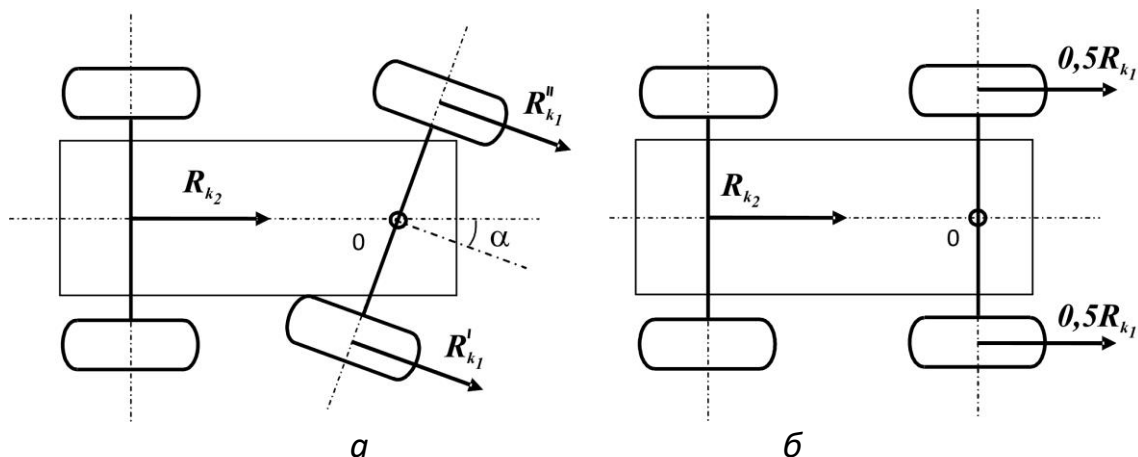


Рисунок 2.2 – Створення різниці дотичних реакцій дороги на передньому поворотному мосту при виході автомобіля з повороту а – при виході з повороту; б – по завершенню повороту

$$R'_{kl} = M'_{kl} / r_{\alpha l} - fR'_{zl}; \quad (2.1)$$

$$R''_{kl} = M''_{kl} / r_{\alpha l} - fR''_{zl} \quad (2.2)$$

де $r_{\alpha l}$ – динамічний радіус передніх коліс;

R'_{zl} , R''_{zl} – нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому колесах;

f – коефіцієнт опору кочіння.

При $R'_{kl} > R''_{kl}$ (вхід до повороту) на передньому мосту створюється момент, що повертає його в напрямі зменшення радіусу повороту. При $R'_{kl} < R''_{kl}$ (вихід з повороту) створюється від'ємний крутний момент, що повертає передній міст у напрямі збільшення радіусу повороту.

На діаграмі, що представлено на рис. 2.3, показана зміна крутних моментів на внутрішньому та зовнішньому передніх колесах при вході в поворот і при виході з повороту.

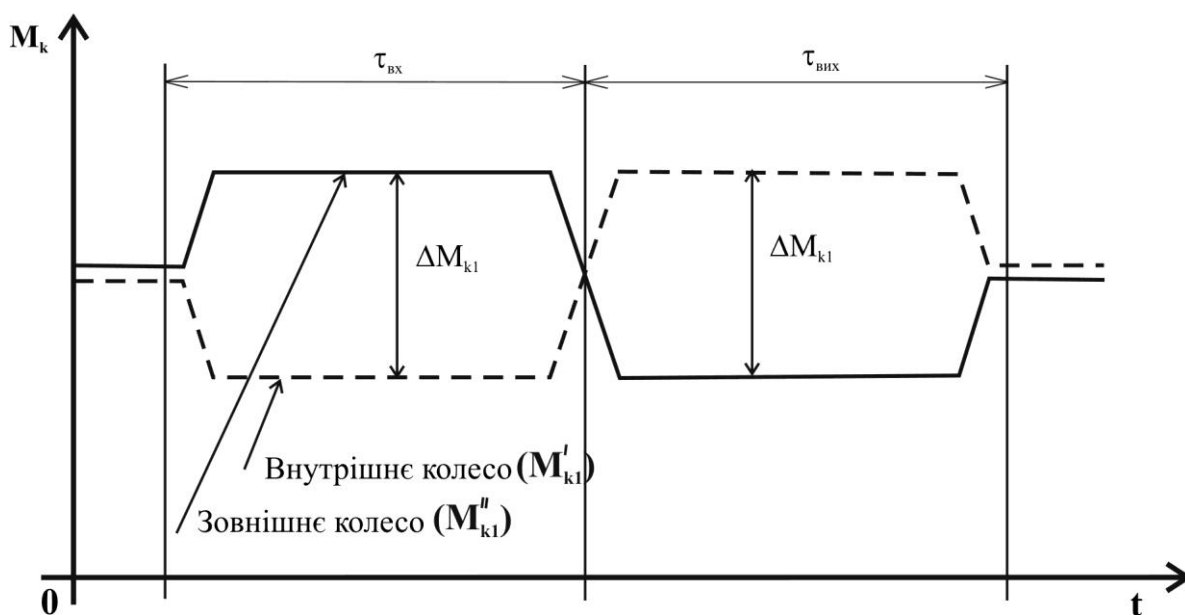


Рисунок 2.3 – Діаграма зміни крутних моментів на зовнішньому та внутрішньому колесах при вході в поворот та виході з повороту ($\tau_{вх}$ – час входу до повороту; $\tau_{вих}$ – час виходу з повороту)

Зазначена діаграма є варіантом управління дотичними реакціями на колесах за рахунок зміни співвідношення крутних моментів, що призводить до поліпшення керованості машини при вході та виході з повороту.

Використання способу повороту, що вказано, дозволяє підвищити маневреність машини за рахунок підвищення її керованості.

2.1.2 Спосіб керування поворотом за рахунок створення різниці гальмових моментів на колесах переднього поворотного мосту

Суть вирішення задачі, що поставлена, в тому, що утворюється почергова різниця гальмових моментів на колесах зовнішнього та внутрішнього бортів переднього поворотного мосту. Окрім гальмівних моментів на колесах

переднього направляючого поворотного мосту утворюються також крутні моменти. При цьому під час входження в поворот гальмується внутрішнє колесо, а на зовнішньому колесі утворюється крутний момент (рис. 2.4).

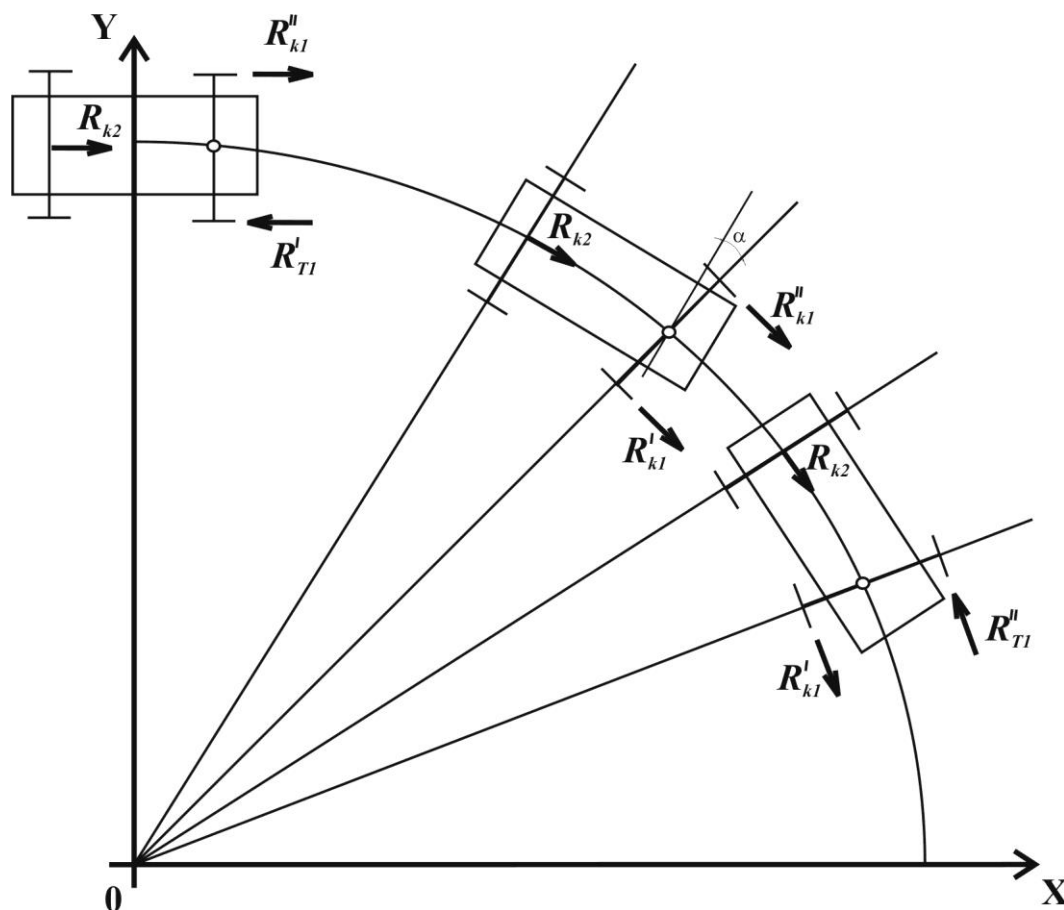


Рисунок 2.4 – Схема зусиль, що діють на колеса автомобіля під час повороту (передній поворотний міст)

Для поліпшення маневреності в усталеній стадії повороту колісної машини на обох колесах переднього поворотного мосту створюють крутні моменти. Відношення крутного моменту на зовнішньому колесі переднього моста до крутного моменту на внутрішньому колесі цього моста дорівнює відношенню радіусу руху цих коліс (рис. 2.4).

Під час руху на повороті колеса заднього ведучого моста створюють постійне тяглове зусилля R_{k2} , що забезпечує поступальний рух транспортного засобу (рис. 2.4). Під час входу в поворот тяглове зусилля R''_{k1} на зовнішньому колесі та гальмове зусилля R'_{T1} на внутрішньому колесі створюють

повертальний момент, що забезпечує поворот переднього мосту на кут α . Під час досягнення кута повороту на обох колесах створюються тяглові сили R'_{k1} та R''_{k1} , котрі повинні дорівнюватись одна одній. Для цього на зовнішньому та внутрішньому колесах потрібно створювати крутні моменти

$$M'_{k1} = fR'_{z1}, \quad (2.3)$$

$$M''_{k2} = fR''_{z2}, \quad (2.4)$$

де: M'_{k1} та M''_{k2} – крутні моменти на внутрішньому та зовнішньому колесах,

$$M''_{k2} > M'_{k1}, \quad (2.5)$$

f – коефіцієнт опору качання;

R'_{z1} та R''_{z2} – нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього та зовнішнього бортів переднього мосту.

Під час усталеного руху на повороті повинна виконуватись рівність

$$R'_{k1} = R''_{k2}. \quad (2.6)$$

Для цього необхідно щоб виконувалась рівність

$$\frac{M'_{k1}}{r_{\delta}} - fR'_{z1} = \frac{M''_{k2}}{r_{\delta}} - fR''_{z2}. \quad (2.7)$$

З рівняння (2.6) отримаємо

$$M''_{k2} - M'_{k1} = f(R''_{z2} - R'_{z1}) = \Delta M_{k1}. \quad (2.8)$$

Під час усталеного руху на повороті необхідно підтримувати постійну різницю ΔM_{kl} крутних моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах. Це забезпечує постійне значення куту α повороту переднього моста. Під час виходу з повороту на внутрішньому колесі створюється тяглова сила R'_{kl} , а на зовнішньому колесі гальмівна сила R''_{T1} за рахунок створення від'ємного повертаючого моменту, передній міст повертається до положення $\alpha = 0$. Під час досягнення цього положення переднього мосту дію крутних та гальмівних моментів припиняють.

Діаграму зміни крутних і гальмівних моментів за час здійснення повороту надано на рис. 2.5. На діаграмі визначено $\tau_{вх}$ – час входу в поворот, $\tau_{уст}$ – час усталеного повороту, $\tau_{вих}$ – час виходу з повороту.

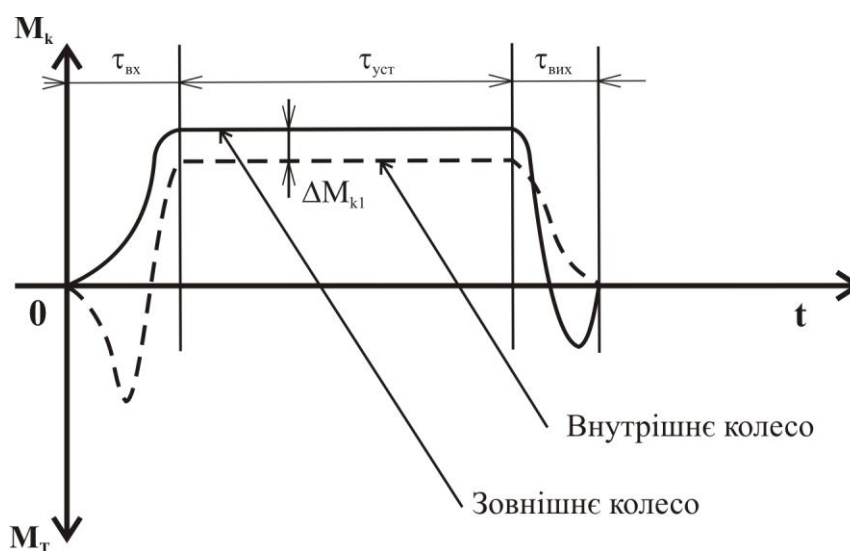


Рисунок 2.5 – Залежність зміни в часі крутних і гальмових моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах

Таким чином запропонований спосіб керування поворотом забезпечує підвищення маневреності транспортного засобу з переднім поворотним (направляючим) мостом. Його використання дозволяє обійтися без традиційних рульових трапецій.

Використання даного способу, у порівнянні з попереднім, дозволяє

поширити діапазон зміни поворотного моменту на колесах переднього поворотного мосту і за рахунок цього ще більше підвищити маневреність і керованість колісної машини.

2.2 Схема переднього поворотного мосту

На рис. 2.6 і 2.7 представлено схеми встановлення переднього поворотного і ведучого моста. На рис. 2.6 – вид збоку. На рис 2.7 – вид згори.

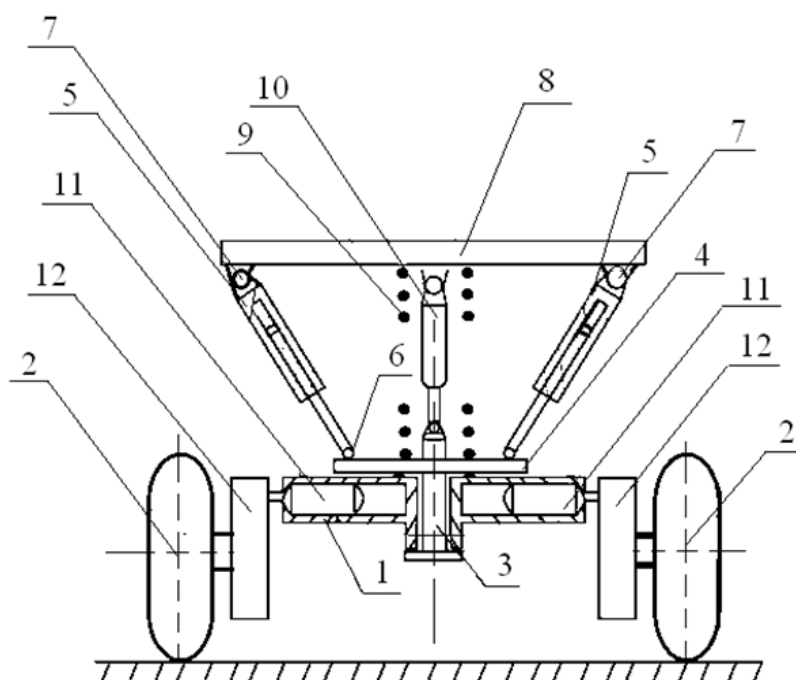


Рисунок 2.6 – Передній поворотний міст (вид збоку)

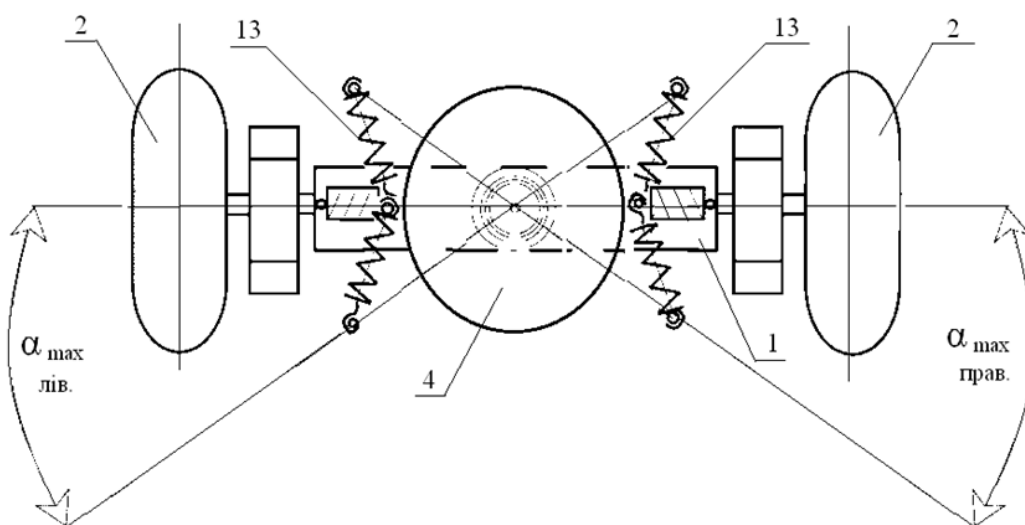


Рисунок 2.7 – Передній поворотний міст (вид згори)

Направляючий поворотний міст складається з балки 1, що має свободу повороту навколо вертикальної вісі, що розташована посередині між колесами 2. Для здійснення повороту виконана вертикальна вісь 3, до верхнього торця якої жорстко прикріплена горизонтальна платформа 4. Від повороту у горизонтальній площині платформу утримують дві телескопічні реактивні штанги 5. Телескопічні реактивні штанги 5 встановлені на циліндричних шарнірах, одним кінцем 6 пов'язані з горизонтальною платформою 4, а другим 7 – з підресорною частиною 8 колісної машини. При цьому осі шарнірів 6 і 7 взаємопаралельні та перпендикулярні радіусу, що з'єднує вісь шарніра та вісь повороту 3 балки 1 моста.

У центральній частині горизонтальної платформи 4 паралельно телескопічним реактивним штангам 5 встановлено пружний елемент 9 та демпфіруючий елемент 10. В балці 1 моста встановлено два мотора 11 (електричні чи гідравлічні), осі валів яких перпендикулярні продольній осі колісної машини та пов'язані кожний зі своїм колесом 2 через кінцеву передачу 12.

У верхній частині балки моста встановлені пружини 13, які одним кінцем пов'язані балкою 1 моста, а другим – з горизонтальною платформою 4.

При русі колісного транспортного засобу прямої траєкторії мотори 11 лівого і правого коліс створюють однакові крутні моменти. При цьому балка поворотного 1 моста знаходиться в рівновазі. Кут повороту моста $\alpha = 0$. При вході в поворот крутний момент на зовнішньому колесі збільшується за рахунок збільшення крутного моменту відповідного мотора 11, що передається через кінцеву передачу 12.

Крутний момент на внутрішньому колесі зменшують за рахунок зменшення крутного моменту відповідного мотора. При необхідності здійснення повороту з мінімальним радіусом на внутрішньому колесі двигун може створюватися гальмівний момент. Різниця крутних моментів на колесах призводить до початку повороту балки моста навколо осі, що проходить через середину балки 1. По закінченні входу в поворот мотори створюють різницю

крутних моментів

$$M_{KH} - M_{KB} = \frac{fr_{\partial}}{\eta_k U_k} (R_{ZH} - R_{ZB}), \quad (2.9)$$

де M_{KH}, M_{KB} – крутні моменти, що створюються моторами 11 зовнішнього та внутрішнього коліс 2;

f – коефіцієнт опору коченню коліс 2;

r_{∂} – динамічний радіус коліс 2;

U_k та η_k – передавальне число та ККД кінцевої передачі;

R_{ZH}, R_{ZB} – нормальні реакції дороги на зовнішньому та внутрішньому колесах.

По закінченні встановленого повороту і початку виходу з повороту на зовнішньому колесі створюють менший крутний момент за рахунок зниження крутного моменту відповідного мотора, а на внутрішньому колесі збільшують крутний момент також за рахунок збільшення крутного моменту мотора внутрішнього колеса. Різниця дотичних реакцій дороги, що виникла при цьому в плямі контакту коліс 2 з дорогою, створює момент, що повертає балку моста 1 в нейтральне положення. По завершенні виходу з повороту на обох моторах 11 створюють рівні крутні моменти і балка 1 моста знаходиться в рівновазі і нейтральному положенні. Пружини 13 (рис. 2.7) створюють силовий стабілізуючий момент при короткочасних випадкових відхиленнях 1 балки мосту від нейтрального положення, а також сприяють поверненню балки 1 моста в нейтральне положення при виході з повороту з відключеними моторами 11.

Пружний 9 і 10 демпфируючий елементи забезпечують пружну підвіску керованого поворотного моста до підресореної частини 8 колісного транспортного засобу.

Запропонована конструкція переднього поворотного мосту дозволяє реалізувати запропоновані способи керування поворотом колісної машини.

2.3 Динаміка повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах

Для деяких типів транспортних і технологічних колісних машин по конструктивним і компоновальним рішенням є можливість виконання переднього мосту поворотним. Це дозволяє поліпшити властивості маневреності, а саме – керованості і повороткості.

Появлення колісних машин з електричним і комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, з встановленими безпосередньо на колесах електродвигунами, дозволяє здійснювати керування поворотом мосту шляхом створення різниці крутних моментів.

У даному розділі досліджена динаміка повороту переднього мосту з електромоторами-колесами за рахунок створення на останніх різниці крутних моментів. Використання двох керуючих впливів для здійснення повороту колісної машини отримало назву комбінованого способу повороту [1, 46, 72, 73]. При наявності двох незалежних керуючих впливів збільшується число ступенів рухливості автомобіля в перехідному керуючому процесі [51]. При комбінованому способі здійснення повороту об'єднуються кінематичний і динамічний способи [46, 73]. У роботі [40] визначено взаємозв'язок між середнім кутом повороту напрямних коліс і гальмівних моментів на колесах внутрішнього борта з умови збігу центрів повороту, що відповідають кінематичному й динамічному способам. Цей взаємозв'язок (при гальмуванні тільки заднього внутрішнього колеса) виражається наступним рівнянням

$$M'_{T2} = V_C^2 \frac{Gf \cdot r_{k2}}{bg} \left[\frac{h}{b} \left(1 + \frac{b}{L} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \alpha \right) + \frac{2I_{k2} g}{GB \cdot r_{k2}} \right] \sin 2\alpha + \frac{2b}{B} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (2.10)$$

де M'_{T2} – гальмівний момент на задньому внутрішньому (стосовно центру повороту) колесі;

V_C – лінійна швидкість центру мас машини;

G – вага машини;

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

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

r_{k_2} – кінематичний радіус задніх коліс;

b – відстань від задньої осі колісної машини до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через цю вісь;

h – висота центру мас машини;

B, L – колія й база машини;

I_{k_2} – момент інерції заднього колеса (наведений);

α – середній кут повороту напрямних коліс машини.

Рівняння динаміки обертового руху переднього мосту при створенні різниці крутних моментів на його колесах

$$I_1 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = 0,5 B_1 \cdot (R''_{k_1} - R'_{k_1}), \quad (2.11)$$

де α – кут повороту переднього мосту;

t – час;

B_1 – колія передніх коліс;

I_1 – момент інерції переднього мосту щодо осі C_1 його повороту. Його можна приблизно визначити, як

$$I_1 = 2m_{k_1} \cdot \frac{B_1^2}{4} = 0,5 B_1^2 \cdot m_{k_1}; \quad (2.12)$$

m_{k_1} – маса одного переднього колеса;

$R'_{k_1}; R''_{k_1}$ – дотичні реакції дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах;

$$R'_{k_1} = \frac{M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - fR'_{z_1}; \quad (2.13)$$

$$R''_{k_1} = \frac{M''_{k_1}}{r_{\partial_1}} - fR''_{z_1}; \quad (2.14)$$

$M'_{k_1}; M''_{k_1}$ – крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому колесах, відповідно;

r_{∂_1} – динамічний радіус передніх коліс;

$R'_{z_1}; R''_{z_1}$ – нормальні реакції дороги на внутрішньому і зовнішньому колесах;

$$R'_{z_1} = 0,5R_{z_1} - P_{\delta_1} \frac{h}{B_1}; \quad (2.15)$$

$$R''_{z_1} = 0,5R_{z_1} + P_{\delta_1} \frac{h}{B_1}; \quad (2.16)$$

P_{δ_1} – бічна сила, що діє на передню вісь під час повороту автомобіля;

R_{z_1} – сумарна нормальна реакція дороги на передніх колесах,

$$R_{z_1} = mg \frac{b}{L}; \quad (2.17)$$

m – маса автомобіля.

Величини крутних моментів $M'_{k_1}; M''_{k_1}$ не є постійними величинами, а їхнє значення залежить від часу. Отже, і різниця цих моментів ΔM_{k_1} також є функцією часу

$$\Delta M_{k_1}(t) = M''_{k_1}(t) - M'_{k_1}(t), \quad (2.18)$$

де $\Delta M_{k_1}(t)$ – функція зміни в часі різниці крутних моментів на колесах передньої осі.

Рівняння (2.11) після підстановки в нього виразів (2.13) і (2.14) з урахуванням (2.15) – (2.18) і подальшим перетворенням прийме вигляд

$$I_1 \frac{d\alpha^2}{dt^2} = 0,5B_1 \frac{\Delta M_{k_1}(t)}{r_{\partial_1}} - fhR_{\delta_1}. \quad (2.19)$$

Бічна сила, що діє на колеса передньої осі під час повороту [49]

$$P_{\delta_1} = R_{\delta_1} = R'_{\delta_1} + R''_{\delta_1} = m \sec \alpha \times \\ \times \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \right) \operatorname{tg} \alpha + V_{x_1} \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} + V_{x_1}^2 \frac{b}{L^2} \left(b + f \frac{h}{b} \right) \operatorname{tg} \alpha \right] - R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.20)$$

де i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі;

V_{x_1} – лінійна швидкість автомобіля щодо осі $C_1 X_1$ (рис. 2.8);

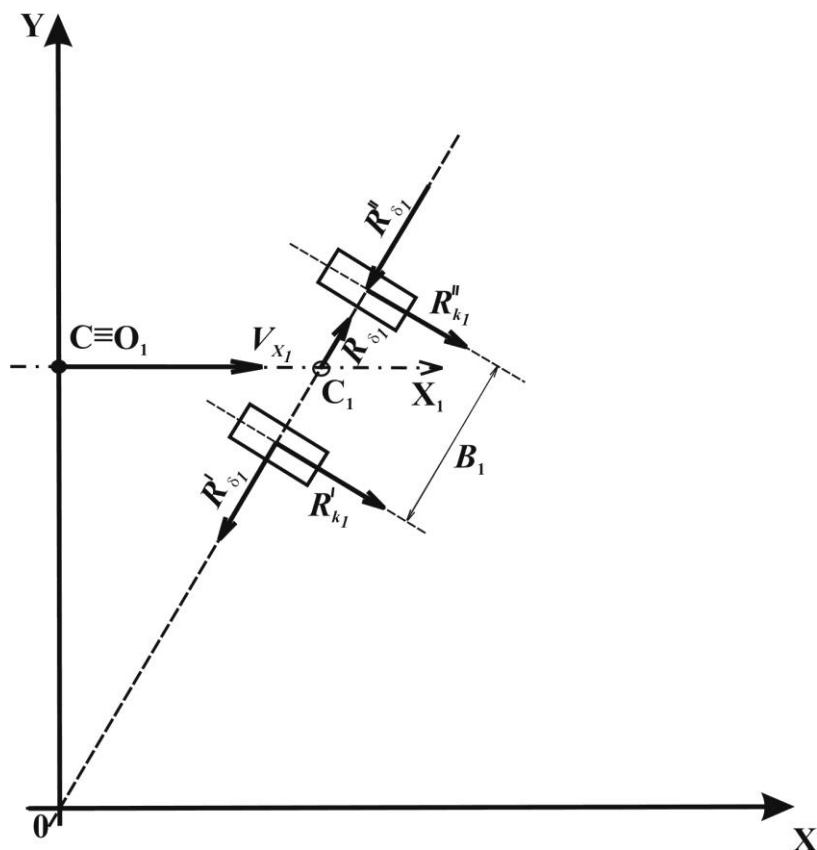


Рисунок 2.8 – Схема сил, що діють на передній поворотний міст при створенні різниці крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесах

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

$$R_{k_1} = R'_{k_1} + R''_{k_1}. \quad (2.21)$$

Після підстановки виразів (2.18) і (2.20) у рівняння (2.19) і після перетворень із урахуванням співвідношення (2.12), одержимо

$$\begin{aligned} & \frac{B_1 \cdot m_{k_1} L^2}{4 f h m (b^2 + i_z^2 + f h b)} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + V_{x_1} \sec^3 \alpha \frac{d\alpha}{dt} + \sec \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha \frac{dV_{x_1}}{dt} + V_{x_1}^2 \frac{b + f h}{L^2} \operatorname{tg} \alpha - \\ & - \frac{R_{k_1} \cdot L^2 \operatorname{tg} \alpha}{m (b^2 + i_z^2 + f h b)} = 0,5 B_1 \frac{\Delta M_{k_1}(t) \cdot L^2}{f h m (b^2 + i_z^2 + f h b)}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Рівняння (2.22) є нелінійним у частинних похідних. Аналітичне розв'язання зазначеного рівняння провести складно. Розв'язання найпростіше провести чисельними методами. Однак рішення для окремих випадків аналітичними методами виконати можна. Представимо рівняння (2.22) у вигляді

$$A \ddot{\alpha} + V_{x_1} \sec^3 \alpha \cdot \dot{\alpha} + \sec \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \dot{V}_{x_1} + B' V_{x_1}^2 \operatorname{tg} \alpha - C \cdot R_{k_1} \operatorname{tg} \alpha = D \cdot \Delta M_{k_1}(t), \quad (2.23)$$

де A, B, C, D – постійні коефіцієнти, що залежать від конструктивних параметрів автомобіля й коефіцієнта f опору коченню коліс;

$$A = 0,25 \frac{B_1^2 \cdot m_{k_1} \cdot L^2}{f h m (b^2 + i_z^2 + f h b)}; \quad (2.24)$$

$$B = \frac{b + f h}{L^2}; \quad (2.25)$$

$$C = \frac{L^2}{m(b^2 + i_z^2 + fhb)}; \quad (2.26)$$

$$D = \frac{0,5B_1 \cdot L^2}{fhm(b^2 + i_z^2 + fhb)}. \quad (2.27)$$

Розглянемо режим руху автомобіля при сталому повороті. У цьому випадку $\alpha = \alpha_{max} = const$ (α_{max} – кут повороту мосту при сталому режимі руху); $\ddot{\alpha} = 0$; $\dot{\alpha} = 0$; $V_{x_1} = const$; $\Delta M_{k_1}(t) = \Delta M_{k_1} = const$. Рівняння (2.23) у цьому випадку прийме вигляд

$$B'V_{x_1}^2 \operatorname{tg} \alpha_{max} - C \cdot R_{k_1} \operatorname{tg} \alpha_{max} = D \cdot \Delta M_{k_1}. \quad (2.28)$$

З рівняння (2.28) визначимо величину різниці крутних моментів на передніх колесах, що забезпечує сталий режим повороту

$$\Delta M_{k_1} = \left(\frac{B'}{D} V_{x_1}^2 - \frac{C}{D} \cdot R_{k_1} \right) \operatorname{tg} \alpha_{max}. \quad (2.29)$$

Після підстановки (2.24) – (2.27) у рівняння (2.29) і наступних перетворень одержимо

$$\Delta M_{k_1} = 2f \frac{h}{B_1} \operatorname{tg} \alpha_{max} \left[V_{x_1}^2 \cdot \frac{m(b^2 + i_z^2 + fhb)(b + fh)}{L^4} - R_{k_1} \right]. \quad (2.30)$$

Аналіз залежності (2.30) показує, що необхідна для забезпечення сталого повороту різниця крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту збільшується зі збільшенням кута α_{max} , лінійної швидкості V_{x_1} й зменшується

зі збільшенням колії передніх коліс B_1 , поздовжньої колісної бази L й сумарної дотичної реакції дороги R_{k_1} на передніх колесах.

З виразу (2.30) видно, що $\Delta M_{k_1} = 0$ при виконанні умови

$$R_{k_1} = V_{x_1}^2 \cdot \frac{m(b^2 + i_z^2 + fhb)(b + fh)}{L^4}. \quad (2.31)$$

Сумарна дотична реакція дороги на передніх колесах може бути визначена як

$$R_{k_1} = R'_{k_1} + R''_{k_1} = \frac{M''_{k_1} + M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - mgf \frac{b}{L}. \quad (2.32)$$

При $\Delta M_{k_1} = 0$ величини $M''_{k_1} = M'_{k_1} = 0,5M_{k_1}$, і вираз (2.32) прийме вид

$$R_{k_1} = \frac{M_{k_1}}{r_{\partial_1}} - mgf \frac{b}{L}, \quad (2.33)$$

де M_{k_1} – сумарний крутний момент на передніх колесах, $M_{k_1} = M'_{k_1} + M''_{k_1}$.

Рівняння (2.31) з урахуванням (2.33) може бути розраховано відносно M_{k_1}

$$M_{k_1} = mg \frac{b}{L} \cdot r_{\partial_1} \left[f + \frac{V_{x_1}^2}{g} \frac{(b^2 + i_z^2 + fhb) \left(b + f \frac{h}{b} \right)}{L_3} \right]. \quad (2.34)$$

Права частина рівняння (2.34) залежить від маси автомобіля, швидкості руху, опору коченню коліс і геометричних параметрів машини. При виконанні

умови (2.34) на сталому режимі повороту автомобіля при $\alpha = \alpha_{max}$ різниця крутних моментів на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів може бути рівна нулю $\Delta M_{k_1} = 0$.

При русі на повороті з постійною швидкістю $V_{x_1} = V_0 = const$, рівняння (2.23) прийме вид

$$A\ddot{\alpha} + V_0 \sec^3 \alpha \cdot \dot{\alpha} + B' \cdot V_0^2 \operatorname{tg} \alpha - C \cdot R_{k_1} \operatorname{tg} \alpha = D \cdot \Delta M_{k_1}(t) \quad (2.35)$$

або

$$A\ddot{\alpha} + V_0 \sec^3 \alpha \cdot \dot{\alpha} + (B' \cdot V_0^2 - C \cdot R_{k_1}) \operatorname{tg} \alpha = D \cdot \Delta M_{k_1}(t). \quad (2.36)$$

При виконанні умови (2.34) при $\Delta M_{k_1} > 0$ рівняння (2.36) спроститься

$$A\ddot{\alpha} + V_0 \sec^3 \alpha \cdot \dot{\alpha} = D \cdot \Delta M_{k_1}(t). \quad (2.37)$$

При $\sec^3 \alpha = const$ рівняння (2.37) буде звичайним неоднорідним диференціальним рівнянням 2-го порядку. При $\alpha = var$ розв'язати рівняння (2.37) можна методом припасування. Для цього інтервал кута повороту мосту в несталому режимі $[0; \alpha_{max}]$ розбивається на декілька дрібних інтервалів, у яких приймається $\alpha = \bar{\alpha} = const$ й для кожного із зазначених інтервалів здійснюється розв'язання рівняння (2.37).

Рівняння (2.34), графік якого є параболою, можна представити у вигляді

$$M_{k_1} = K_1 + K_2 V_{x_1}^2, \quad (2.38)$$

де K_1, K_2 – постійні коефіцієнти,

$$K_1 = \frac{mgfbr_{\partial 1}}{L}; \quad (2.39)$$

$$K_2 = \frac{mr_{\partial 1}(b^2 + i_z^2 + fhb)(b + fh)}{L^4}. \quad (2.40)$$

Коефіцієнт K_1 – це сумарний момент опору коченню передніх коліс.

Таким чином у результаті проведеного дослідження отримано диференціальне рівняння (2.23) кругового руху переднього мосту при створенні різниці крутних моментів. Дане рівняння є нелінійним рівнянням другого порядку в частинних похідних, розв'язання якого зручно робити чисельними методами. Диференціальне рівняння (2.23) у подальшому може бути використане при синтезуванні нових законів керування передніми поворотними мостами колісних машин.

2.4 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 [50, 51, 74–77]. У зазначених роботах не розглядалися автомобілі, що мають передню поворотну вісь.

Математична модель повороту двохвісного автомобіля з передньою поворотною віссю розглянута в роботі [53]. Однак у роботі [53] 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 роботах [78, 79]. Однак у роботі [78] 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 [53, 78, 79] не розглядалося.

Встановлення електромотор-колів 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.

Визначаємо 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 [53]. На рис. 2.9 і рис. 2.10 показана схема повороту й схема сил, що діють на автомобіль.

У роботі [53] отримані також диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автомобіля з переднім поворотним мостом

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} L \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \frac{V_{x_1}^2}{L^2} b \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \cos \alpha - R_{\delta_1} \cdot \sin \alpha; \quad (2.41)$$

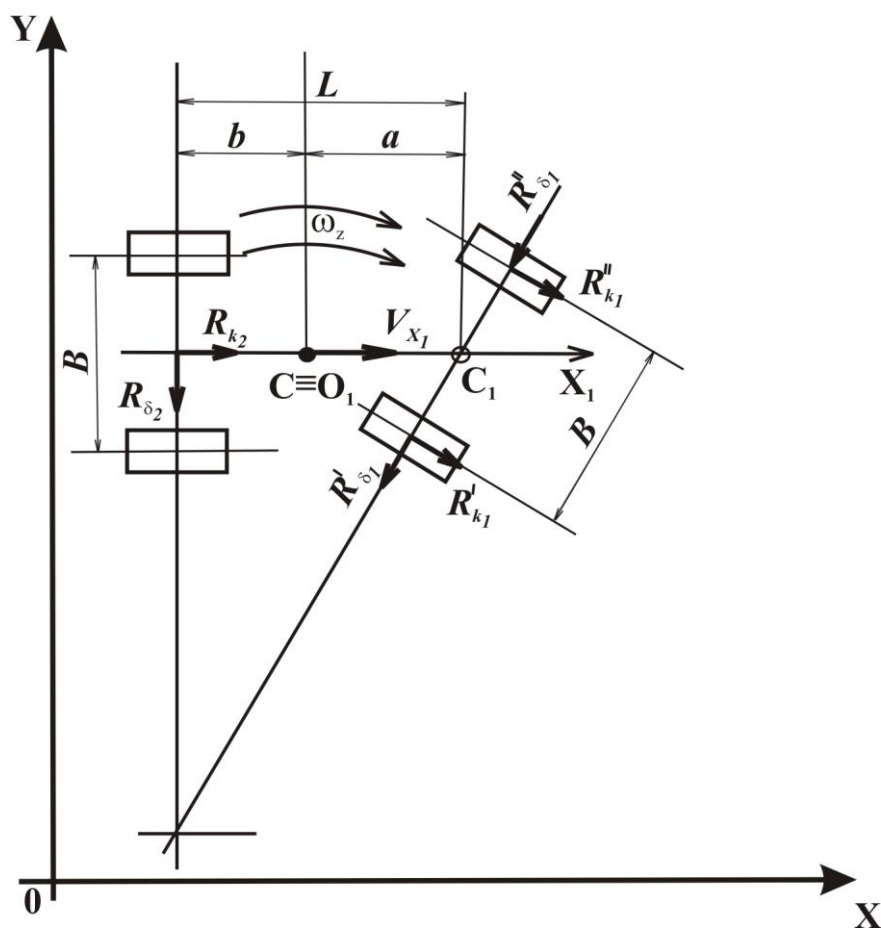


Рисунок 2.9 – Схема повороту автомобіля з переднім поворотним мостом [53]

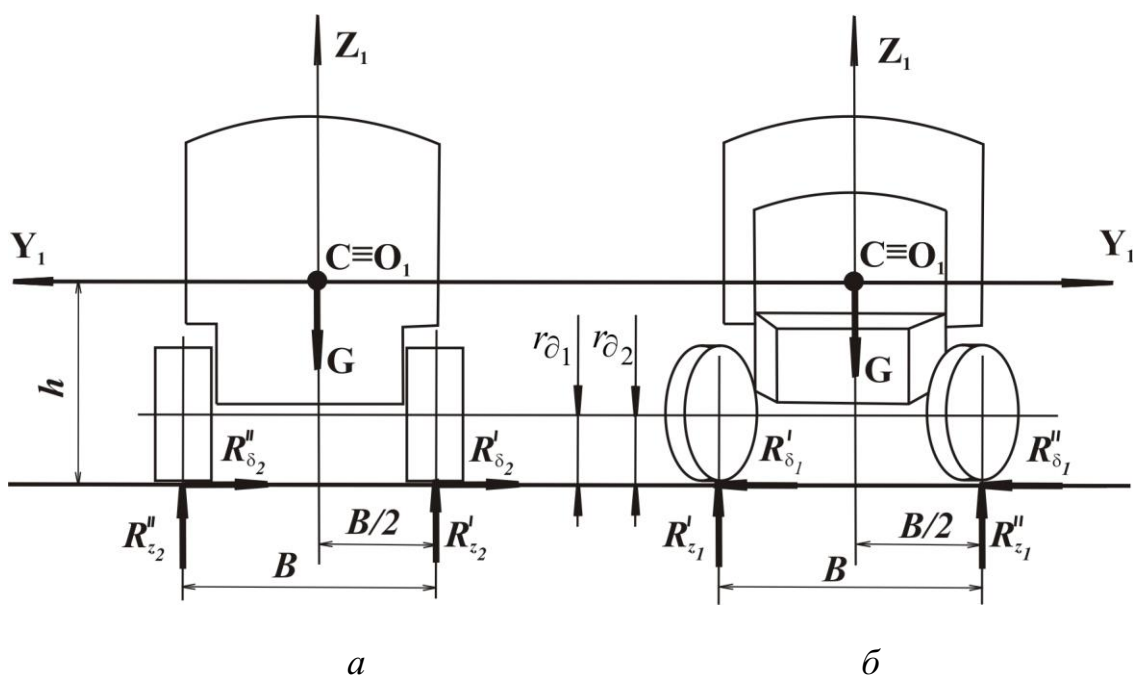


Рисунок 2.10 – Схема сил, що діють на автомобіль із переднім поворотним мостом у поперечній площині [53]: а – вид на задню вісь; б – вид на передню вісь

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x_1}^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{\delta_2} + R_{k_1} \cdot \sin \alpha ; \quad (2.42)$$

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + R_{k_1} \cdot \sin \alpha , \quad (2.43)$$

де m – маса автомобіля;

α – кут повороту переднього мосту;

$\frac{d\omega_z}{dt} = \omega_z$ – 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. 2.9),
 $a + b = L$;

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 (2.41)–(2.43) 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 (2.43) прийме вигляд [53]

$$\begin{aligned} m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} (R''_{k_2} - R'_{k_2} + R''_{k_1} - R'_{k_1}) = \\ &= R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f(R''_z - R'_z). \end{aligned} \quad (2.44)$$

При створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{\delta_1} \cdot \cos \alpha + R_{k_1} \cdot \sin \alpha - R_{\delta_2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f \left[\frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - f(R''_z - R'_z) \right], \quad (2.45)$$

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

Для розв'язання задачі скористаємось моделлю складного руху. Зазначена модель призначена для дослідження процесу повороту машини на перехідних (несталих) етапах руху – входу в поворот і виходу з повороту.

Переносним рухом буде рух під час повороту переднього мосту з кутовою швидкістю $\frac{d\alpha}{dt}$ за рахунок рульового керування, а відносним рухом – поворот автомобіля з кутовою швидкістю $(\omega_z)_{\text{відн}}$ за рахунок дії різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах. Тут слід зазначити, що розглядалися “тверді” колеса автомобіля. При дослідженні руху автомобіля з еластичними в бічному напрямку колесами, можливе використання моделі багатокomпонентного складного руху, що складається з переносного й двох відносних рухів [1]. Другим відносним рухом є рух, обумовлений деформацією шин при їхньому бічному відводі.

При подальших дослідженнях зробимо припущення того, що конструкція рульового керування є “напівпрозорою”, що не передає зусиль, які діють на поворотному мосту у зворотному напрямку. Це означає, що різниця крутних моментів на передніх колесах не впливає на закон зміни $\alpha(t)$.

Кутова швидкість переносного руху [53]

$$(\omega_z)_{\text{пер}} = \frac{V_{x_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L}. \quad (2.46)$$

Лінійна швидкість автомобіля V_{x_1} , направлена уздовж осі ОХ у процесі повороту при реалізації постійної потужності на колесах зменшується [53] за наступним законом

$$V_{x_1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (2.47)$$

де V_0 – лінійна швидкість автомобіля в початковий момент часу виконання повороту.

У рівнянні (2.45) R'_z і R''_z – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів автомобіля наступним чином

$$R'_z = 0,5mg - R_\delta \frac{h}{B}; \quad (2.48)$$

$$R''_z = 0,5mg + R_\delta \frac{h}{B}, \quad (2.49)$$

різниця яких дорівнює

$$R''_z - R'_z = 2 \frac{h}{B} R_\delta, \quad (2.50)$$

де R_δ – бічна сила, прикладена до автомобіля під час повороту.

Спільне розв'язання рівнянь (2.42) і (2.45) дозволило одержати рівняння

$$m \frac{d\omega_z}{dt} \left(\frac{i_z^2 - ab}{a} \right) = m \frac{V_{x_1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha - R_{\delta_2} \frac{L}{a} + \frac{B}{2a} \left[\frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (2.51)$$

Сумарна бічна сила на колесах задньої осі [53] може бути визначена як

$$R_{\delta_2} = m \left[\frac{ab - i_z^2 - fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x_1}^2 \frac{a}{L^2} \left(b - f \frac{h}{a} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (2.52)$$

Після підстановки (2.47) в (2.46) і проведення перетворень, одержимо

$$f h b \frac{d\omega_z}{dt} = f V_{x_1}^2 \frac{h}{L} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2m} \left[\frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - f(R''_z - R'_z) \right] \quad (2.53)$$

або

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_{x_1}^2}{bL} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2mfhb} \left[\frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (2.54)$$

Бічна сила, що діє на автомобіль під час повороту

$$P_{\delta} = R_{\delta_1} \cos \alpha + R_{\delta_2} + R_{k_1} \sin \alpha. \quad (2.55)$$

Вираз (2.55) являє собою праву частину рівняння (2.42). У такий спосіб

$$P_{\delta} = m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x_1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.56)$$

Підставляючи (2.55) в (2.50), а отриманий вираз в (2.57), одержимо після перетворень

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}}. \quad (2.57)$$

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником

керованості [53, 75]. Кутова швидкість автомобіля в площині дороги є показником поворотності. З рівняння (2.57) визначаємо відносну кутову швидкість автомобіля в площині дороги

$$(\omega_z)_{отн} = \frac{B}{4mfhbr_{\partial_1}} \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_{k_1}(t) dt, \quad (2.58)$$

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

Закон зміни кутової швидкості автомобіля залежить від закону зміни різниці $\Delta M_{k_1}(t)$.

Перший варіант. Функція $\Delta M_{k_1}(t)$ має постійне значення, тобто

$$\Delta M_{k_1}(t) = \Delta M_{k_1} = const. \quad (2.59)$$

Після підстановки (2.59) в (2.58) і інтегрування з урахуванням граничної умови (при $t = 0$, $(\omega_z)_{відн} = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{відн} = \frac{B \cdot \Delta M_{k_1}}{4mfhbr_{\partial_1}} t. \quad (2.60)$$

З отриманого рівняння (2.60) видно, що кутова швидкість повороту машини зростає лінійно із часом. Її величина пропорційна ширині колії B , різниці крутних моментів ΔM_{k_1} і зворотно пропорційна величинам $m, f, h, b, r_{\partial_1}$. Графік залежності $(\omega_z)_{відн}(t)$ представлений на рис. 2.11.

Другий варіант. Функція $\Delta M_{k_1}(t)$ змінюється за часом за лінійним законом, тобто

$$\Delta M_{k_1}(t) = k_1 \cdot t, \quad (2.61)$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності (кутовий коефіцієнт).

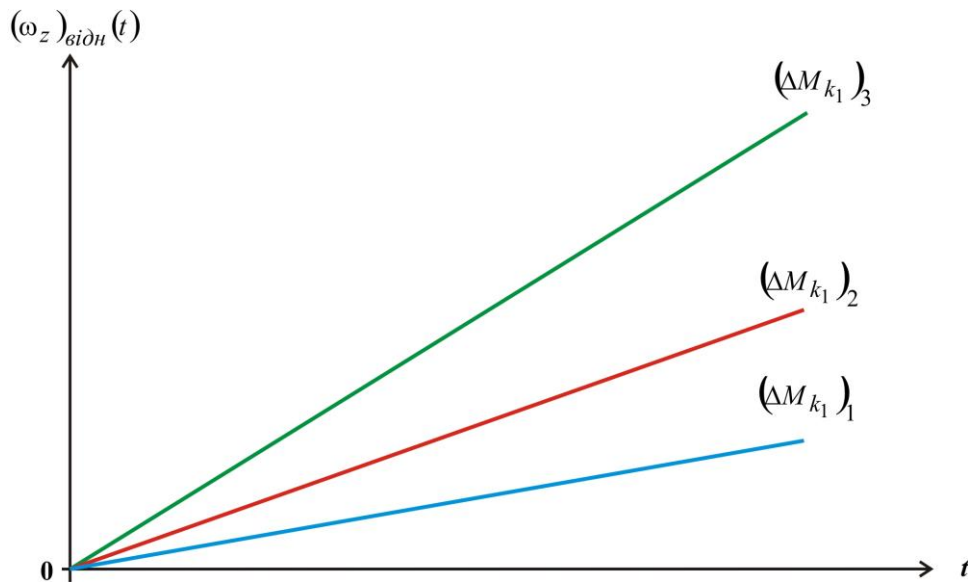


Рисунок 2.11 – Залежності $(\omega_z)_{\text{vidn}}(t)$ при різних постійних різницях крутних моментів на передніх колесах: $(\Delta M_{k_1})_1 < (\Delta M_{k_1})_2 < (\Delta M_{k_1})_3$

Після підстановки (2.59) в (2.58) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови, одержимо

$$(\omega_z)_{\text{vidn}} = \frac{B \cdot k_1}{8mfhbr_{\partial_1}} t^2. \quad (2.62)$$

Графік залежностей $(\omega_z)_{\text{vidn}}$ від t при різних значеннях k_1 наведено на рис. 2.12.

Третій варіант. Функція різниці крутних моментів на передніх колесах змінюється за експонентним законом, що має вид

$$\Delta M_{k_1}(t) = \Delta M_{k_1 0} \left(1 - l^{-\frac{t}{T}} \right), \quad (2.63)$$

де $\Delta M_{k_1 0}$ – різниця крутних моментів на передніх колесах, створювана в початковий момент часу ($t = 0$);

T – постійна часу.

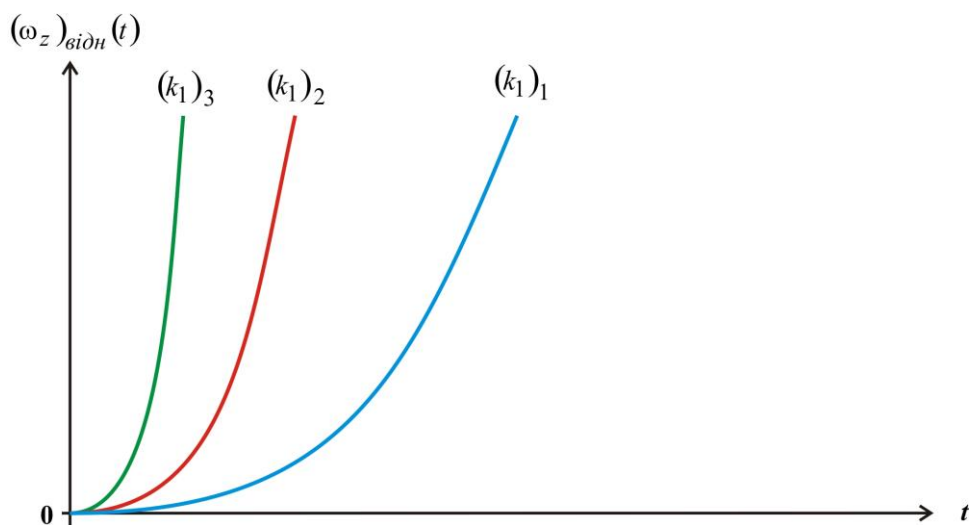


Рисунок 2.12 – Залежності $(\omega_z)_{\text{видн}}(t)$ при різних значеннях кутового коефіцієнта k_1 у рівнянні (2.64): $(k_1)_1 < (k_1)_2 < (k_1)_3$

Після підстановки (2.63) в (2.58) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови ($(\omega_z)_{\text{отн}} = 0$ при $t = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{\text{видн}} = \frac{B \cdot \Delta M_{k_1 0} \cdot T}{4mfhbr_{\partial_1}} \left(\frac{t}{T} - 1 + e^{-\frac{t}{T}} \right). \quad (2.64)$$

На рис. 2.13 наведений графік залежності $(\omega_z)_{\text{видн}}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

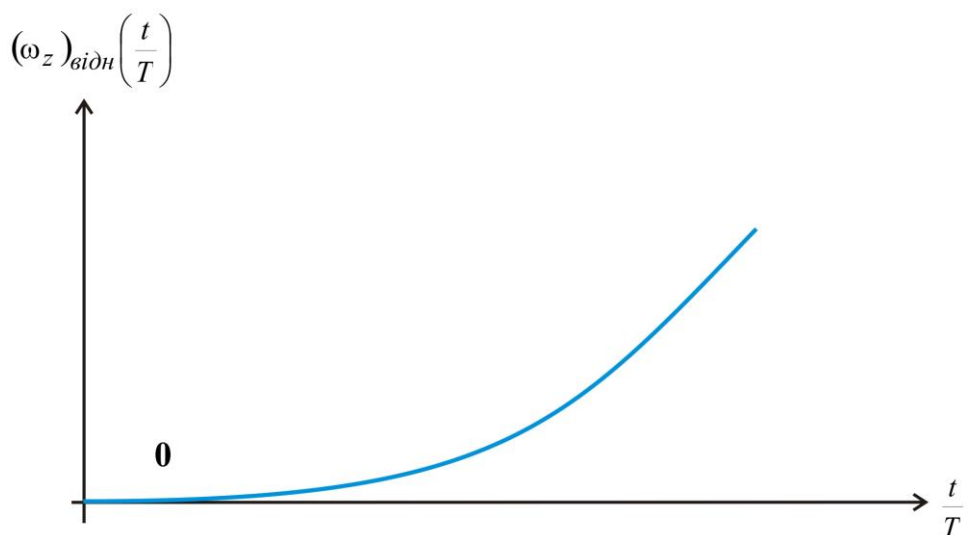


Рисунок 2.13 – Графік залежності $(\omega_z)_{\text{відн}}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на ведучих колесах

Таким чином, нами проаналізований характер зміни кутової швидкості автомобіля з переднім поворотним мостом при різних законах зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

Рівняння (2.50) визначає кутове прискорення відносного руху автомобіля на повороті, тобто

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{\text{відн}} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{d_1}}. \quad (2.65)$$

Кутове прискорення переносного прискорення визначимо диференціюючи $(\omega_z)_{\text{пер}}$ (вираз (2.46))

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{\text{пер}} = \frac{1}{L} \left(\frac{dV_{x_1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \frac{V_{x_1}}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (2.66)$$

При підтримці постійної лінійної швидкості $V_{x_1} = \text{const}$ величина

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = 0 \text{ й } V_{x_1} = V_0.$$

У цьому випадку

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{nep} = V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \quad (2.67)$$

та

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{видн} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial_1}} + V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}. \quad (2.68)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах з рівняння (2.47) одержимо

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = -V_0 \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{\sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right)^3}}. \quad (2.69)$$

Після підстановки виразів (2.47) і (2.69) у рівняння (2.66), одержимо

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{nep} &= \frac{V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} \left(1 - \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha} \right) = \\ &= \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right)^3}} \frac{d\alpha}{dt} \end{aligned} \quad (2.70)$$

Абсолютне кутове прискорення автомобіля в цьому випадку

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} &= \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt} \right)_{vidn} = \\ &= \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right)^3}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k_1} - M'_{k_1}}{r_{\partial 1}}. \end{aligned} \quad (2.71)$$

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\omega_z = (\omega_z)_{nep} + (\omega_z)_{vidn} = \frac{V_{x_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhb r_{\partial 1}} \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_{k_1}(t) dt. \quad (2.72)$$

У рівнянні (2.72)

$$t_2 = t_{вх\dot{id}} - \text{при вході в поворот} \quad (2.73)$$

та

$$t_2 = t_{вих\dot{id}} - \text{при виході з повороту}, \quad (2.74)$$

де $t_{вх\dot{id}}, t_{вих\dot{id}}$ – час входу в поворот і виходу з нього.

При підтримці постійної швидкості автомобіля вираз (2.72) приймає вигляд

$$\omega_z = \frac{V_0 \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhb r_{\partial 1}} \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_{k_1}(t) dt. \quad (2.75)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах (з урахуванням співвідношення (2.47))

$$\omega_z = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{B}{4mfhbr_{\partial_1}} \int_{t_1}^{t_2} \Delta M_{k_1}(t) dt. \quad (2.76)$$

Аналіз виразів (2.62), (2.71), (2.72) показує, що при створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту значення показника керованості $\frac{d\omega_z}{dt}$ й повороткості ω_z збільшуються за рахунок параметрів відносного руху $\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{\text{відн}}$ й $(\omega_z)_{\text{відн}}$.

При виході з повороту в рівняннях розрахункової математичної моделі приймається

$$\frac{d\alpha}{dt} < 0 \quad (2.77)$$

та

$$\Delta M_{k_1} = M''_{k_1} - M'_{k_1} < 0. \quad (2.78)$$

Таким чином, в проведеному дослідженні визначено взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовим прискоренням і кутовою швидкістю автомобіля.

2.5 Висновки за розділом 2

1. В результаті дослідження, що проведено, запропоновано два нових способів керування поворотом за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на колесах переднього поворотного мосту. Перший спосіб реалізується за рахунок створення різниці крутних моментів, а другий – за рахунок створення крутного моменту на зовнішньому колесі і гальмівного – на

внутрішньому при вході до повороту. При виході з повороту на зовнішньому колесі створюється гальмівний момент, а на внутрішньому – тягловий.

2. Використання запропонованих способів керування поворотом дозволяє підвищити маневреність колісної машини за рахунок поліпшення керованості. Причому спосіб з гальмуванням дозволяє розширити діапазон регулювання поворотного моменту на передньому мосту.

3. Запропонована оригінальна конструкція переднього поворотного мосту дозволяє реалізувати нові способи керування поворотом колісної машини. Технічні рішення захищено трьома патентами України на корисну модель.

4. В результаті дослідження, що проведено, отримано диференціальне рівняння (2.22) кругового руху переднього мосту при створенні різниці крутних моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах. Оскільки це диференціальне рівняння є нелінійним рівнянням другого порядку в частинних похідних, то розв'язання його аналітичним методом зроблено для сталого руху колісної машини на повороті при $\ddot{\alpha} = 0$, $\dot{\alpha} = 0$, $V_{x_1} = \text{const}$, $\Delta M_{k_1}(t) = \Delta M_{k_1} = \text{const}$, $\alpha = \alpha_{max} = \text{const}$. Рівняння (2.23) у подальшому може бути використане для синтезування нових законів керування передніми поворотними мостами колісних машин.

5. Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього мосту дозволило отримати залежності для визначення кутової швидкості (показник поворотності) та кутового прискорення (показник керованості) при створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту.

6. Проаналізовано характер зміни кутової швидкості автомобілів з електро-мотор колесами переднього мосту при наступних законах зміни різниці крутних моментів на передніх колесах:

- при постійному значенні різниці крутних моментів $\Delta M_{k_1} = \text{const}$;
- при зміні ΔM_{k_1} за лінійним законом;
- при зміні ΔM_{k_1} за експоненційним законом.

Отримані результати дозволяють у подальшому синтезувати закони

керування поворотом переднього мосту при маневруванні колісних машин.

Отримані у розділі результати опубліковані в роботах [1, 2, 5, 7, 8, 10, 11, 16–18].

3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ БАГАТОВІСНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ З ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ

3.1 Підвищення маневреності трьохвісного автомобіля застосуванням поворотних мостів

Застосування поворотних мостів, особливо для тривісних автомобілів, що працюють у важких дорожніх умовах, дозволяє суттєво підвищити їхню маневреність.

Автомобілі з балансиною підвіскою середнього та заднього мостів, особливо при використанні здвоєних коліс, мають недостатню повертаність. Це значно погіршує керованість та маневреність зазначених машин. Крім того, взаємна відносна нерухомість середнього та заднього мостів призводить до руху з додатковим виведенням шин. Останнє призводить до збільшення опору руху автомобіля, збільшення зносу шин і погіршення керованості та маневреності. Потрібно, для покращення керованості та маневреності виконувати передній та середній мости тривісного автомобіля поворотними, а також визначити раціональне співвідношення між кутами їхнього повороту.

На рис. 3.1 наведена схема повороту тривісного автомобіля з переднім та середнім поворотними мостами. З умови

$$R = A_1 \cdot ctg\alpha_1 = A_2 \cdot ctg\alpha_2 \quad (3.1)$$

визначимо співвідношення між кутами повороту переднього та середнього мостів

$$\alpha_2 = arctg\left(\frac{A_2}{A_1}tg\alpha_1\right), \quad (3.2)$$

$\alpha_1 = 40^\circ$, співвідношення кутів повороту α_1/α_2 залишається практично незмінним;

– величина відношення α_1/α_2 зменшується із збільшенням відношення $\frac{A_2}{A_1}$;

– остання обставина дає підставу запропонувати виконувати кермовий привід з постійним передавальним відношенням між поворотом переднього та заднього мостів.

Таблиця 3.1 – Визначення кутів повороту α_2

$\frac{A_2}{A_1}$	α_1 , град	0	10	20	30	40
0,1	α_2 , град	0	1,01	2,08	3,30	4,80
	α_1/α_2	-	9,9	9,6	9,1	8,3
0,2	α_2 , град	0	2,02	4,16	6,59	9,53
	α_1/α_2	-	4,95	4,80	4,55	4,20
0,3	α_2 , град	0	3,03	6,23	9,83	14,63
	α_1/α_2	-	3,30	3,21	3,05	2,73
0,4	α_2 , град	0	4,034	8,283	13,00	18,55
	α_1/α_2	-	2,479	2,414	2,308	2,156
0,5	α_2 , град	0	5,04	10,31	16,10	22,76
	α_1/α_2	-	1,984	1,940	1,863	1,757
0,6	α_2 , град	0	6,039	12,32	19,07	26,72
	α_1/α_2	-	1,656	1,623	1,573	1,497

При відомому відношенні $\frac{A_2}{A_1}$ потрібне передатне відношення

$$U_{1-2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \quad (3.4)$$

визначимо з допомогою методу найменших квадратів.

Кут повороту заднього моста може бути описаний лінійною регресійною залежністю

$$\hat{\alpha}_2 = \frac{1}{U_{1-2}} \alpha_1. \quad (3.5)$$

Цільова функція оптимізації

$$\min \left\{ V = \sum_{i=1}^k (\alpha_{2i} - \hat{\alpha}_2)^2 \right\} \quad (3.6)$$

або

$$\min \left\{ V = \sum_{i=1}^k \left(\alpha_{2i} - \frac{1}{U_{1-2}} \alpha_{1i} \right)^2 \right\}. \quad (3.7)$$

Мінімум функції V буде забезпечений за рівності нулю похідної

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial U_{1-2}} &= 2, \\ \sum_{i=1}^k \left(\alpha_{2i} - \frac{1}{U_{1-2}} \alpha_{1i} \right) \frac{\alpha_{1i}}{U_{1-2}^2} &= 0. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Вираз (3.8) представимо у вигляді

$$\frac{1}{U_{1-2}^2} \sum_{i=1}^k \alpha_{2i} \alpha_{1i} - \frac{1}{U_{1-2}^3} \sum_{i=1}^k \alpha_{1i}^2 = 0. \quad (3.9)$$

Рівняння (3.9) перетворюємо на вигляд

$$\sum_{i=1}^k \alpha_{2i} \alpha_{1i} - \frac{1}{U_{1-2}} \sum_{i=1}^k \alpha_{1i}^2 = 0. \quad (3.10)$$

Звідки знаходимо

$$U_{1-2} = \frac{\sum_{i=1}^k \alpha_{1i}^2}{\sum_{i=1}^k \alpha_{2i} \alpha_{1i}}. \quad (3.11)$$

У табл. 3.2 наведено значення U_{1-2} для автомобілів з різною величиною відношення $\frac{A_2}{A_1}$.

Таблиця 3.2 – Визначення раціональних значень U_{1-2}

$\frac{A_2}{A_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
U_{1-2}	8,754	4,396	2,898	2,242	1,818	1,540

Аналітичний вираз зазначеної залежності, отриманий з використанням методу найменших квадратів, має вигляд

$$U_{1-2} = \frac{1}{\frac{A_2}{A_1}} = \frac{A_1}{A_2} = 0,5 + \frac{L}{A_2}. \quad (3.12)$$

На рис. 3.2 наведено графік залежності $U_{1-2} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$.

Залежність (3.12) дозволяє визначати передатне відношення від першого моста до другого під час здійснення повороту тривісного автомобіля шляхом повороту мостів. Графік, що ілюструє залежність (3.12), також наведено на рис. 3.2 (пунктирна лінія).

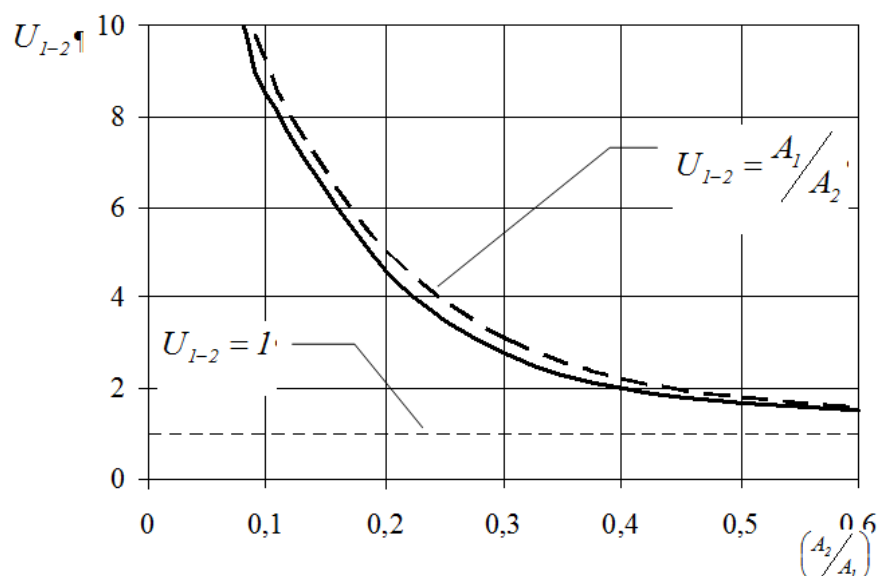


Рисунок 3.2 – Залежність $U_{1-2}\left(\frac{A_2}{A_1}\right)$

Таким чином, запропонований спосіб повороту за рахунок повороту переднього і середнього поворотних мостів дозволяє поліпшити керованість трьохвісного автомобіля. Аналітичний вираз (3.12), що отримано, дозволяє визначити раціональне передатне відношення від переднього поворотного до середнього поворотного мосту в залежності від геометричних параметрів трьохвісного автомобіля.

3.2 Поліпшення маневреності та керованості чотиривісного автомобіля застосуванням двох передніх поворотних мостів

Поява останніми роками чотиривісних вантажних автомобілів середньої вантажопідйомності зумовлена недостатньою повертаністю тривісних автомобілів, особливо якщо вони мають здвоєні колеса заднього балансірного візка.

Застосування двох керованих передніх мостів вимагає забезпечення

суворості відповідності кутів повороту всіх чотирьох напрямних коліс вибраному радіусу повороту. Здійснення зазначеної відповідності призводить до створення складних механізмів кермового керування. Застосування поворотних мостів, за умови забезпечення необхідного будівельного об'єму для їх повороту, дозволяє значно спростити рульове управління.

На рис. 3.3 наведено схему повороту чотиривісного автомобіля з двома передніми поворотними мостами.

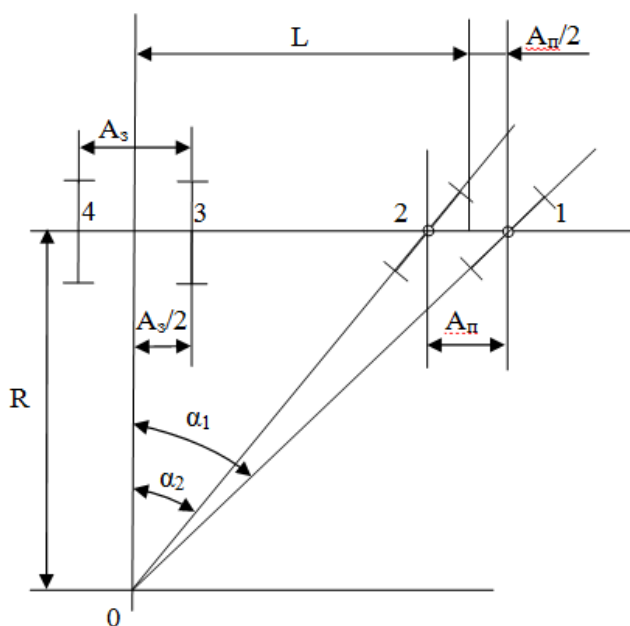


Рисунок 3.3 – Схема повороту чотиривісного автомобіля з двома передніми поворотними мостами

З умови

$$R = \left(L + \frac{A_{\Pi}}{2} \right) \operatorname{ctg} \alpha_1 = \left(L - \frac{A_{\Pi}}{2} \right) \operatorname{ctg} \alpha_2 \quad (3.13)$$

визначимо

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{L - \frac{A_{\Pi}}{2}}{L + \frac{A_{\Pi}}{2}} \operatorname{tg} \alpha_1 \right), \quad (3.14)$$

де α_1, α_2 – кути повороту першого і другого мостів;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

R – радіус повороту автомобіля;

A_{Π} – відстань між першим та другим мостами.

У табл. 3.3 наведено результати розрахунку з використанням формули (3.14) кута α_2 при різних значеннях α_1 та $A_{\Pi}/2L$.

Таблиця 3.3 – Розрахунок кутів повороту другого мосту

$\frac{A_{\Pi}}{2L}$	α_1 , град			
	10	20	30	40
0,1	8,21	16,58	25,28	34,47
0,2	6,70	13,64	21,05	29,22
0,3	5,42	11,09	17,27	24,31
0,4	4,32	8,87	13,90	19,78
0,5	3,36	6,92	10,89	15,63
0,6	2,52	5,20	8,21	11,85

Передатне відношення під час повороту, що визначається від першого моста до другого

$$U_{1-2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}. \quad (3.15)$$

Вочевидь, що найкращим варіантом при $\frac{A_{\Pi}}{2L} = \text{const}$ буде отримання $U_{1-2} = \text{const}$.

У табл. 3.4 наведено рекомендовані значення U_{1-2} , отримані з використанням методу найменших квадратів шляхом обробки результатів, наведених у табл. 3.2.

Таблиця 3.4 – Раціональні значення U_{1-2} залежно від параметра $A_{\Pi}/2L$

$\frac{A_{\Pi}}{2L}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
U_{1-2}	1,176	1,402	1,698	2,100	2,669	3,531

На рис 3.4 представлений графік залежності $U_{1-2}\left(\frac{A_{\Pi}}{2L}\right)$, збудований за результатами розрахунку, наведеного в табл. 3.4

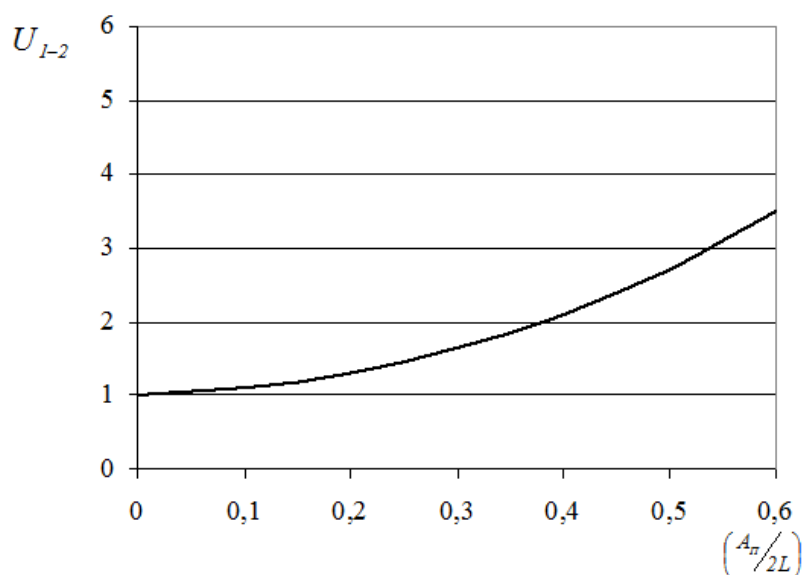


Рисунок 3.4 – Залежність $U_{1-2}\left(\frac{A_{\Pi}}{2L}\right)$

Таким чином, враховував отриманий результат маємо можливість удосконалити спосіб керування рухом чотиривісного автомобіля за рахунок алгоритмів управління.

3.3 Спосіб керування рухом чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами

Пропонується спосіб керування рухом чотиривісного транспортного засобу з поворотними мостами за рахунок повороту передньої та задньої поворотних платформ, на яких встановлено по два мости. Управління поворотом передньої та задньої поворотних платформ здійснюють від двох незалежних силових елементів. Поворот може бути здійснений поворотом

передньої поворотної платформи в одну сторону. Задня поворотна платформа при цьому може залишатися у нейтральному положенні, а може бути поверненою у протилежний бік. В останньому випадку поворот чотиривісного транспортного засобу буде здійснено з найменшим радіусом. Під час повороту передньої та задньої поворотних платформ на однаковий кут в один бік, чотиривісний транспортний засіб здійснюватиме рух “крабом”. Під час повороту передньої та задньої поворотних платформ на кут, що дорівнює 90^0 , можна здійснити поворот чотиривісного транспортного засобу навколо своєї вертикальної осі та рух “боком”.

На рис. 3.5 зображено чотиривісний транспортний засіб з передньою та задньою поворотними платформами та попарно встановленими на них мостами.

На рис. 3.6 показано схему руху на повороті з поворотом тільки передньої поворотної платформи.

На рис. 3.7 показана схема руху на повороті з поворотом передньої та задньої поворотних платформ у протилежні сторони.

На рис. 3.8 показана схема руху “крабом” чотиривісного транспортного засобу.

На рис. 3.9 показано положення передньої та задньої поворотних платформ під час повороту чотиривісного транспортного засобу навколо власної вертикальної осі та під час руху “боком”.

Поворотні платформи: передня 1 та задня 2 управляються переднім 3 і заднім 4 силовими елементами (рис. 3.5).

Під час повороту лише однієї передньої поворотної платформи 1 впливом силового елемента 3 на кут α (рис. 3.6), радіус повороту чотиривісного транспортного засобу буде дорівнювати

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha. \quad (3.16)$$

Під час повороту передньої 1 задньої 2 поворотних платформ у протилежні сторони на однаковий кут α (рис. 3.7), радіус повороту чотиривісного транспортного засобу буде дорівнювати

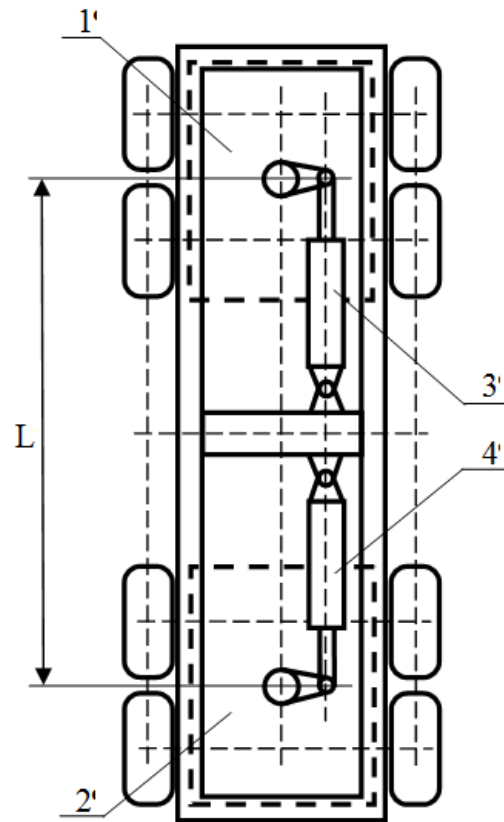


Рисунок 3.5 – Схема спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою (СШЗКЕУ) для колісної техніки НГ України

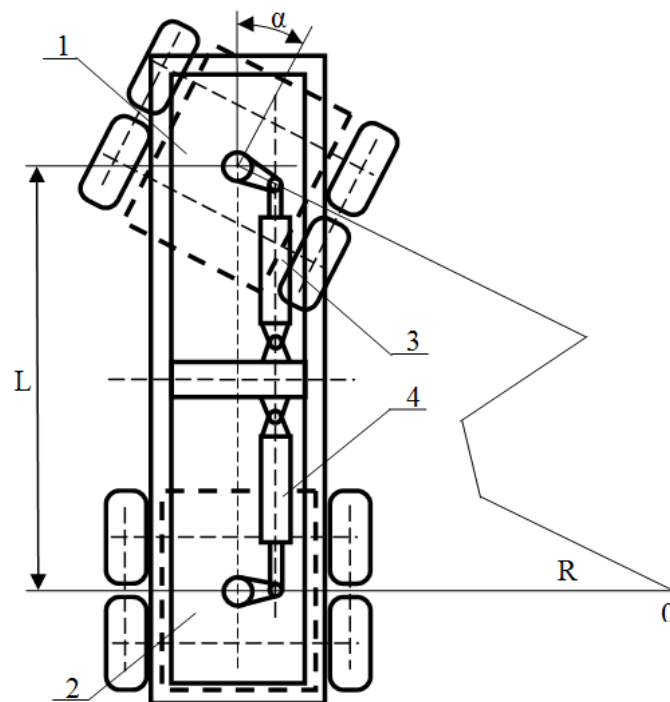


Рисунок 3.6 – Схема руху СШЗКЕУ під час повороту тільки передньої поворотної платформи

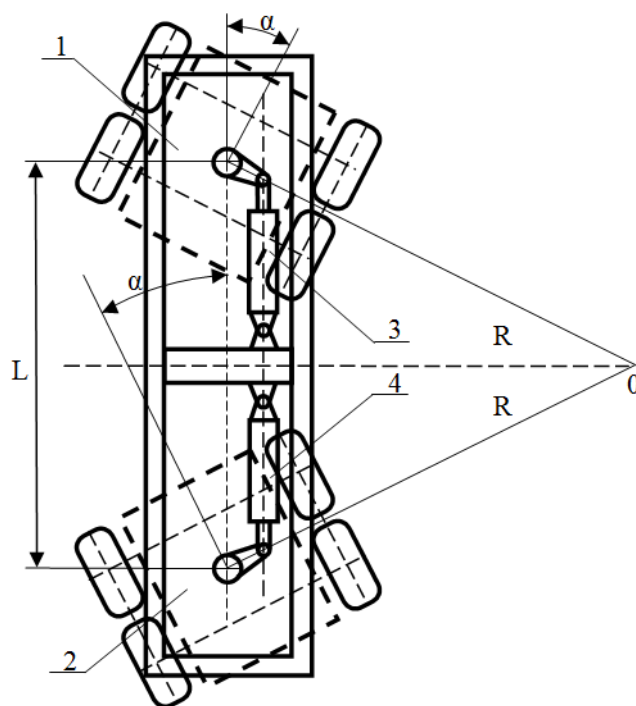


Рисунок 3.7 – Схема руху СШЗКЕУ під час повороту передньої і задньої поворотних платформ в протилежні сторони

$$R = 0,5L \cdot \operatorname{ctg} \alpha, \quad (3.17)$$

тобто в два рази менше.

Під час повороту передньої 1 задньої 2 поворотних платформ в одну сторону на однаковий кут α відбувається рух машини “крабом” (під кутом α до поздовжньої осі чотиривісного транспортного засобу). У цьому радіус повороту $R \rightarrow \infty$ (рис. 3.8).

Під час повороту передньої 1 задньої 2 поворотних платформ на 90° (рис. 3.9), чотиривісний транспортний засіб буде рухатися “боком” (при обертанні коліс передньої 1 задньої 2 поворотних платформ в один бік) або повертатися навколо власної вертикальної осі – при обертанні вказаних коліс у протилежні сторони. Радіус повороту в останньому випадку

$$R = L/2. \quad (3.18)$$

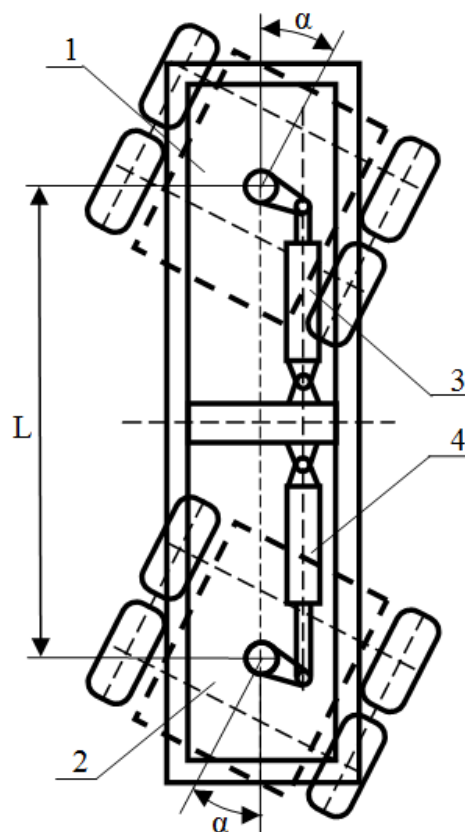


Рисунок 3.8 – Схема руху СШЗКЕУ “крабом”

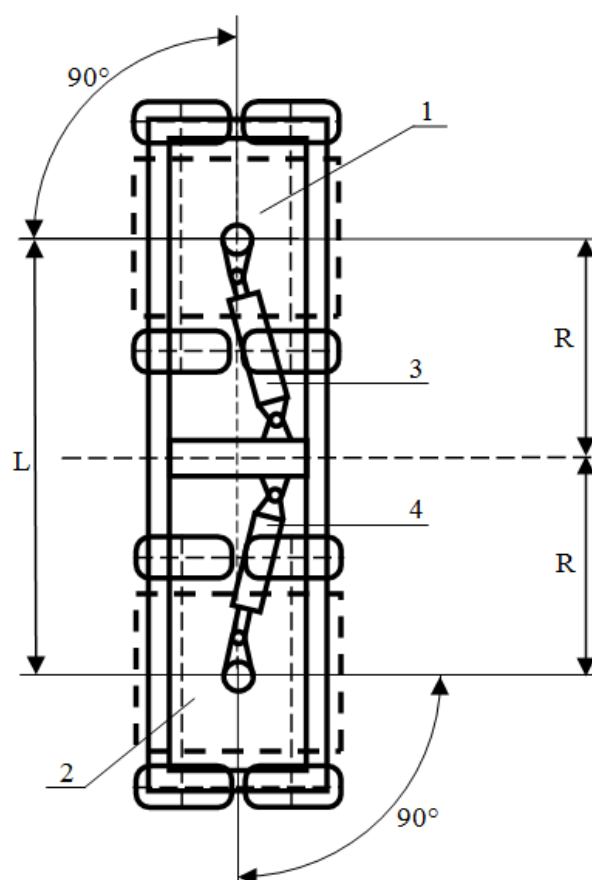


Рисунок 3.9 – Схема руху СШЗКЕУ під час повороту навколо середини
поздовжньої бази

Таким чином, запропонований спосіб управління рухом дозволить підвищити маневреність чотиривісних транспортних засобів.

За необхідності змінити базу СШЗКЕУ відповідно до ширини проїзду вулиці (рис. 3.5), можна виконати раму машини телескопічної. Включення двигунів передньої та задньої поворотних платформ у протилежні сторони дозволяє використовувати тяглові сили цих платформ для зміни бази (довжини) машини до необхідного розміру.

3.4 Аналіз маневреності чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами

3.4.1 Модель з “жорсткими” колесами

На рис. 3.10 наведено схему повороту чотиривісного автомобіля з двома поворотними двовісними платформами у площині дороги. Поворот здійснюється тільки за рахунок повороту передньої платформи. При “жорстких” колесах опір повороту платформи, особливо на його початковому етапі, вище ніж для еластичних коліс. Зі збільшенням бокової податливості шин цій опір буде зменшуватися. Тому обмежимося розгляданням моделі з “жорсткими” колесами.

Процес повороту розділяється на динамічну та сталу стадії. Динамічна стадія складається з двох етапів: входу до повороту і виходу з нього. У динамічній стадії процесу повороту за рахунок розподілу крутних моментів між колесами внутрішнього та зовнішнього бортів поворотної платформи є можливість зменшити крутний керуючий момент, який необхідно прикласти до поворотної платформи.

Крутний момент, що діє на вертикальний вал приводу повороту передньої платформи (рис. 3.10)

$$M_{нов} = \frac{B}{2}(R''_{k1} + R''_{k2} - R'_{k1} - R'_{k2}) - \frac{L_T}{2}(R''_{v2} + R'_{v2} - R''_{v1} - R'_{v1}), \quad (3.19)$$

де L_T і B – база і колія поворотної платформи (рис. 3.10);

$R'_{k1}; R''_{k1}$ – дотичні реакції дороги на колесах внутрішнього і зовнішнього коліс першого мосту;

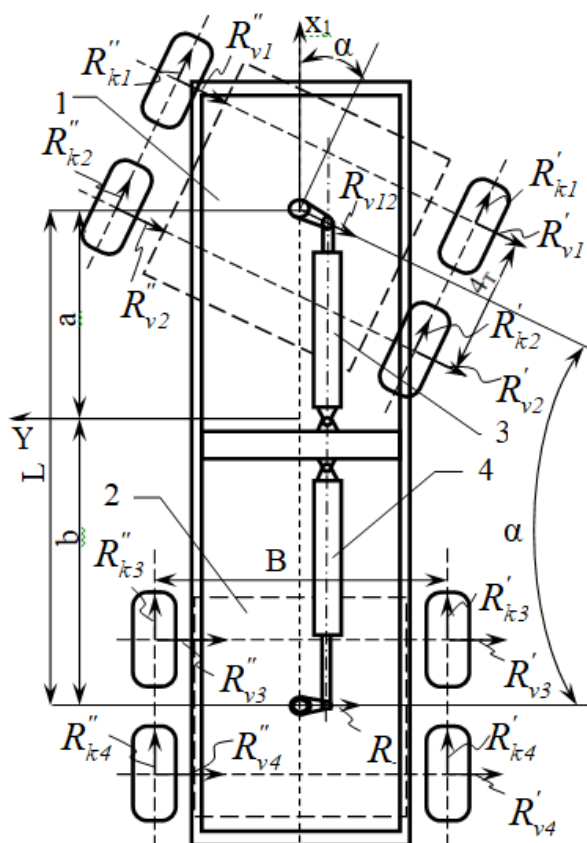


Рисунок 3.10 – Схема руху чотиривісного автомобіля в площині дороги при “жорстких” колесах і повороті тільки передньої двовісної платформи (1, 2 – передня і задня двовісні поворотні платформи; 3, 4 – гідроциліндри керування поворотом передньої та задньої поворотної платформи)

$R'_{k2}; R''_{k2}$ – дотичні реакції дороги на колесах внутрішнього і зовнішнього коліс другого мосту;

$R'_{v1}; R''_{v1}; R'_{v2}; R''_{v2}$ – відповідні бічні реакції дороги на колесах передньої

поворотної платформи.

На рис. 3.11 наведено схему сил, що діють у вертикальній площині на колеса передньої поворотної платформи.

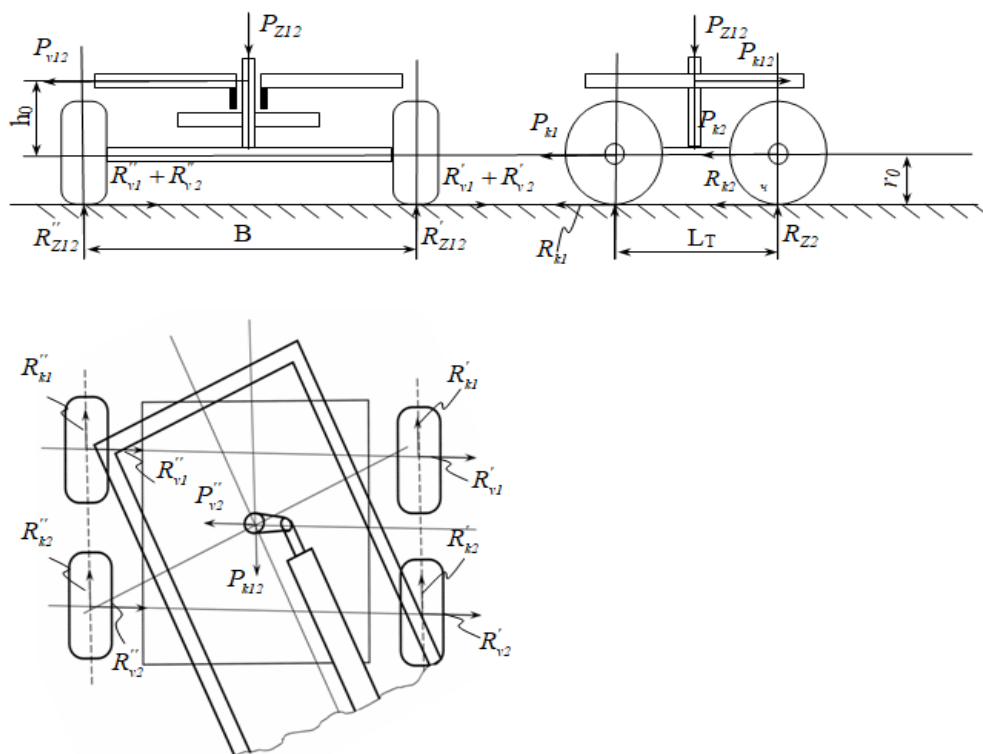


Рисунок 3.11 – Розрахункова схема для визначення нормальних реакцій дороги на колесах передньої поворотної платформи

У другому розділі доведено, що для однієї вісі автомобіля відношення бічних реакцій на внутрішньому і зовнішньому колесах дорівнює відношенню нормальних реакцій дороги на цих колесах. Це означає, що

$$R'_{v1} / R''_{v1} = R'_{z1} / R''_{z1}; \quad (3.20)$$

$$R'_{v2} / R''_{v2} = R'_{z2} / R''_{z2}, \quad (3.21)$$

де $R'_{z1}; R''_{z1}; R'_{z2}; R''_{z2}$ – нормальні реакції дороги на відповідних колесах передньої поворотної платформи (рис. 3.11).

З рис. 3.11 видно, що сумарні нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому бортах будуть дорівнювати

$$R'_{z12} = R'_{z1} + R'_{z2} = 0,5P_{z12} - P_{v12} \frac{h_0}{B}; \quad (3.22)$$

$$R''_{z12} = R''_{z1} + R''_{z2} = 0,5P_{z12} - P_{v12} \frac{h_0}{B}, \quad (3.23)$$

де $R'_{z12}; R''_{z12}$ – сумарні нормальні реакції дороги на колеса внутрішнього і зовнішнього бортів передньої поворотної платформи;

P_{z12} – сумарне вертикальне навантаження, що діє на колеса передньої поворотної платформи;

P_{v12} – сумарна бічна сила, що діє на колеса передньої поворотної платформи;

h_0 – плече сили P_{v12} відносно площини опорної поверхні;

B – колія коліс поворотної платформи.

Таким чином, отримаємо з виразів (3.20) і (3.21)

$$R'_{v1} = R''_{v1} \frac{R'_{z1}}{R''_{z1}}; \quad (3.24)$$

$$R'_{v2} = R''_{v2} \frac{R'_{z2}}{R''_{z2}}. \quad (3.25)$$

Прийmemo припущення, що сила P_{v12} розподіляється рівномірно між колесами першого і другого мостів передньої поворотної платформи

$$\frac{P_{v1}}{P_{v12}} = 0,5, \quad (3.26)$$

де P_{v1} – сумарна бічна сила, що прикладена до коліс першого моста.

$$P_{v1} = P_{v12} - P_{v2}, \quad (3.27)$$

де P_{v2} – сумарна бічна сила, що прикладена до коліс другого моста.

Таким чином

$$R'_{v1} + R''_{v1} = P_{v1} = 0,5P_{v12}; \quad (3.28)$$

$$R'_{v2} + R''_{v2} = P_{v2} = 0,5P_{v12}. \quad (3.29)$$

Перерозподіл нормальних реакцій дороги між колесами першого і другого мостів викликає дія тяглових сил, а не дотичних реакцій дороги. Останні прикладені на осі ведучих коліс (рис. 3.11). Таким чином, сумарні нормальні реакції дороги на колесах мостів будуть дорівнювати

$$R_{z1} = R'_{z1} + R''_{z1} = 0,5P_{z12} - (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}; \quad (3.30)$$

$$R_{z2} = R'_{z2} + R''_{z2} = 0,5P_{z12} + (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}, \quad (3.31)$$

де P_{k1}, P_{k2} – сумарні тяглові зусилля на колесах першої та другої осі;

r_d – динамічний радіус коліс.

$$P_{k1} = \frac{M_{k1}}{r_d}; \quad (3.32)$$

$$P_{k2} = \frac{M_{k2}}{r_d}, \quad (3.33)$$

де M_{k1} , M_{k2} – сумарні крутні моменти на колесах першої та другої осей поворотної платформи.

Рівняння (3.22) і (3.23) з урахуванням співвідношень (3.26) і (3.27) приймуть вигляд

$$R'_{z1} + R'_{z2} = 0,5P_{z12} - P_{v12} \frac{h_0}{B}; \quad (3.34)$$

$$R''_{z1} + R''_{z2} = 0,5P_{z12} + P_{v12} \frac{h_0}{B}. \quad (3.35)$$

Сумісне вирішення рівнянь (3.30), (3.31), (3.34) та (3.35) дозволяє визначити нормальні реакції на колесах передньої поворотної платформи

$$R'_{z1} = 0,5P_{z12} - (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T} - P_{v12} \frac{h_0}{B}; \quad (3.36)$$

$$R''_{z1} = 0,5P_{z12} - (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T} + P_{v12} \frac{h_0}{B}; \quad (3.37)$$

$$R'_{z2} = 0,5P_{z12} + (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T} - P_{v12} \frac{h_0}{B}; \quad (3.38)$$

$$R''_{z2} = 0,5P_{z12} + (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T} + P_{v12} \frac{h_0}{B}. \quad (3.39)$$

З виразів (3.20) і (3.21)

$$R'_{v1} = 0,5P_{v12} \left[1 - \frac{P_{v12} \frac{h_0}{B}}{0,5P_{z12} - (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}} \right]; \quad (3.40)$$

$$R''_{v1} = 0,5P_{v12} - R'_{v1} = \frac{P_{v12}^2 \frac{h_0}{B}}{P_{z12} - 2(P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}}; \quad (3.41)$$

$$R'_{v2} = 0,5P_{v12} \left[1 - \frac{P_{v12} \frac{h_0}{B}}{0,5P_{z12} + (P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}} \right]; \quad (3.42)$$

$$R''_{v2} = 0,5P_{v12} - R'_{v2} = \frac{P_{v12}^2 \frac{h_0}{B}}{P_{z12} + 2(P_{k1} + P_{k2}) \frac{h_0 - r_d}{L_T}}. \quad (3.43)$$

З урахуванням припущень, що прийняті

$$R'_{v1} + R''_{v1} = R'_{v2} + R''_{v2} = 0,5R_{v12}. \quad (3.44)$$

У цьому випадку рівняння (3.19) спроститься до вигляду

$$M_{ПОВ} = \frac{B}{2} (R''_{k1} + R''_{k2} - R'_{k1} - R'_{k2}). \quad (3.45)$$

Якщо ввести коефіцієнт K' , що визначає долю тяглового зусилля, яка припадає на колеса внутрішнього борту поворотної платформи

$$K' = \frac{R'_{k1} + R'_{k2}}{R_{k1} + R_{k2}}, \quad (3.46)$$

то (3.45) прийме вигляд

$$M_{ПОВ} = \frac{B}{2} (R_{k1} + R_{k2}) (1 - 2K'). \quad (3.47)$$

Аналіз виразу (3.47) показує, що чим вище сумарне тяглове зусилля

$P_{k1} + P_{k2}$, тим вище крутний момент $M_{ПОВ}$. Зі зменшенням параметру K' крутний момент $M_{ПОВ}$ також збільшується.

3.4.2 Визначення моменту опору повороту платформи при “жорстких” колесах

Схему зусиль, що діють на платформу під час повороту з кутовою швидкістю α наведено на рис. 3.12.

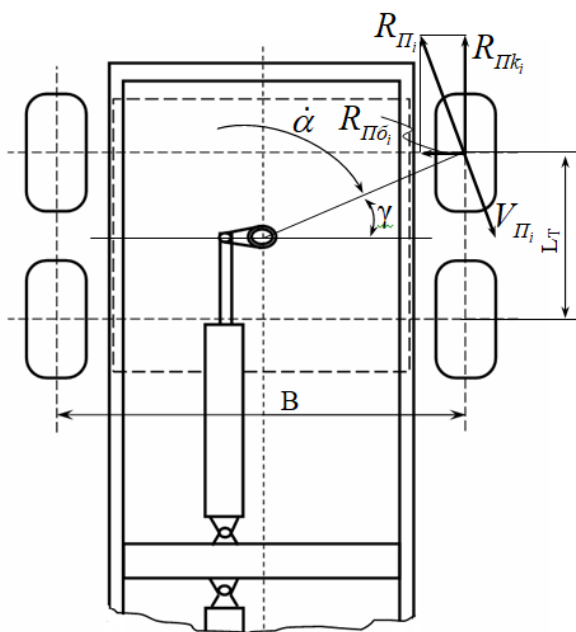


Рисунок 3.12 – Схема до визначення опору повороту платформи при “жорстких” колесах

Момент опору повороту платформи

$$M_{ОП} = 0,5L_T \sum_{i=1}^4 R_{Пv_i} , \quad (3.48)$$

де $R_{Пv_i}$ – бічна реакція опорної поверхні (дороги) на i -те колесо поворотної платформи.

$$R_{Пv_i} = R_{П_i} \cos \gamma, \quad (3.49)$$

де γ – кут між напрямками векторів зусиль $R_{П_i}$ та $R_{Пk_i}$.

$$\cos \gamma = \frac{B}{2\sqrt{\frac{B^2}{4} + \frac{L_T^2}{4}}} = \frac{B}{\sqrt{B^2 + L_T^2}}. \quad (3.50)$$

Рівняння (3.48) з урахуванням (3.49) і (3.50) прийме вигляд

$$M_{ОП} = 0,5L_T \frac{B}{\sqrt{B^2 + L_T^2}} \sum_{i=1}^4 4R_{ZП_i} = \frac{0,5\varphi P_{ZП}}{\sqrt{\frac{1}{L_T^2} + \frac{1}{B^2}}}, \quad (3.51)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Рівняння динаміки кутового руху поворотної платформи

$$I_{ПZ} \ddot{\alpha} = M_{ПОВ} - M_{ОП}, \quad (3.52)$$

де $I_{ПZ} \ddot{\alpha}$ – момент інерції поворотної платформи відносно осі повороту.

Після підстановки співвідношень (3.47) та (3.51) до рівняння (3.52) отримаємо

$$I_{ПZ} \ddot{\alpha} = \frac{B}{2} (P_{k1} + P_{k2}) (1 - 2K') - \frac{0,5\varphi P_{ZП}}{\sqrt{\frac{1}{L_T^2} + \frac{1}{B^2}}}. \quad (3.53)$$

З рівняння (3.53) визначимо потрібне значення параметра K' , необхідне для подолання опору руху і створення кутового прискорення $\ddot{\alpha}$

$$K' = 0,5 - \frac{\frac{I_{ПЗ}}{B} \ddot{\alpha} + \frac{0,5\varphi P_{ЗП}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{L_T^2}}}}{P_k}. \quad (3.54)$$

Аналіз виразу (3.54) показує, що зі зменшенням сумарного тяглового зусилля

$$P_k = P_{k1} + P_{k2}, \quad (3.55)$$

що створюється колесами поворотної платформи, коефіцієнт розподілу K' тяглового зусилля на колеса внутрішнього борту поворотної платформи повинен зменшуватися. Зі збільшенням вертикального навантаження на платформу K' також повинен зменшуватися. Зі збільшенням відношення $\frac{B}{L_T}$ параметр K' повинен збільшуватися.

Отримані результати та зроблені висновки відносяться до динамічної стадії входу до повороту.

При виході з повороту $\ddot{\alpha} < 0$ й залежність (3.54) змінюється до вигляду

$$K' = 0,5 + \frac{\frac{I_{ПЗ}}{B} \ddot{\alpha} - \frac{0,5\varphi P_{ЗП}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{L_T^2}}}}{P_k}. \quad (3.56)$$

При керуванні тягловими зусиллями на колесах в сталій стадії повороту параметр $K' = 0$, оскільки $\ddot{\alpha} = 0$ та $\dot{\alpha} = 0$. Керування поворотом платформи за рахунок створення нерівномірності тяглових зусиль по бортам дає можливість зробити кермове управління кінематичним за рахунок зведення керуючого

крутного моменту до нуля. Але це зводить слідкуючу дію кермового управління. Розумним є створення такого керування, при якому момент опору повороту буде долатися за рахунок створення нерівномірності тяглових зусиль по бортам, а створення кутового прискорення $\ddot{\alpha}$ повороту платформи – кермовим управлінням від рульового колеса. В цьому випадку коефіцієнт K' розподілу тяглового зусилля на колеса внутрішнього борту буде дорівнювати

$$K' = 0,5 \left(1 \mp \frac{\frac{\varphi P_{Z\Pi}}{P_k}}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{L_T^2}}} \right). \quad (3.57)$$

Знак “–” у рівнянні (3.57) відповідає входу до повороту, а знак “+” – виходу з повороту.

Рівняння (3.57) представимо у вигляді

$$K'(M_x) = 0,5 \left(1 \mp \frac{1}{M_x \sqrt{1 + \varphi^2}} \right), \quad (3.58)$$

де M_x – коефіцієнт використання зчіпної ваги поворотної платформи,

$$M_x = \frac{P_k}{\varphi P_{Z\Pi}}. \quad (3.59)$$

На рис. 3.13 наведено графіки залежності $K'(M_x)$ при різних значеннях φ на стадії входу до повороту.

Аналіз графіків залежності (3.58), що наведено на рис. 3.13, дозволяє зробити наступні висновки:

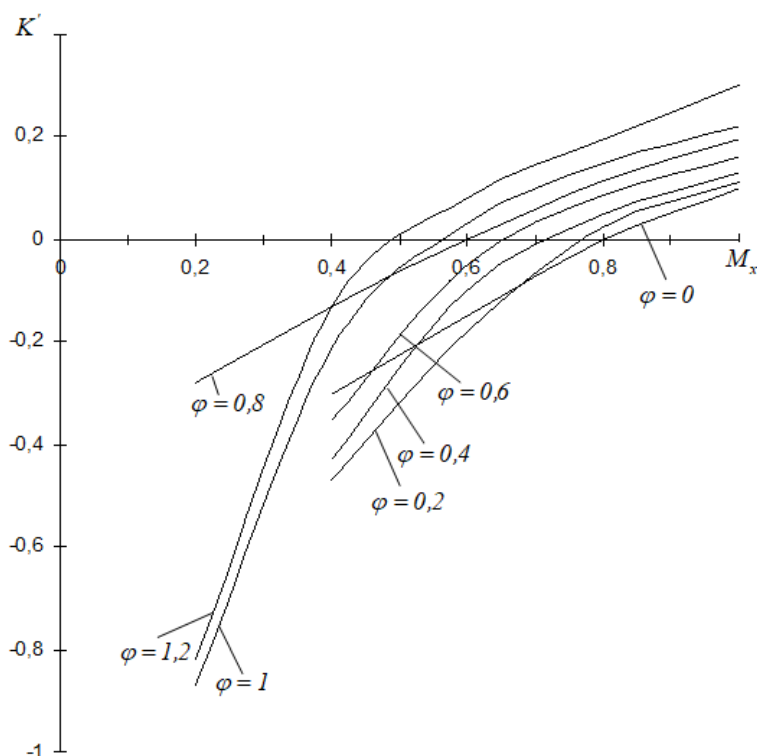


Рисунок 3.13 – Залежності $K'(M_x)$ при різних значеннях $\varphi = \frac{B}{L_T}$ для стадії входу в поворот ($\ddot{\alpha} < 0; \dot{\alpha} > 0$)

- при відносно малих значеннях $M_x(P_k)$ для подолання опору повороту платформи необхідно колеса внутрішнього борту загальмовувати;
- при значенні $M_x < 0,4$ і $\varphi = 0,8$ для поворотних платформ, у яких $\varphi = B/L_T$ знаходиться у межах $[0,2; 0,6]$ керування повороту за рахунок створення різниці тяглових зусиль на бортах неможливе.

При загальмуванні коліс внутрішнього борту поворотної платформи

$$P_k = P_k'' - P_T', \quad (3.60)$$

де P_k'' – сумарне тяглове зусилля на колесах зовнішнього борту;

P_T' – сумарне гальмове зусилля на колесах внутрішнього борту.

Відповідно,

$$M_x = \frac{P_k'' - P_T'}{\phi P_{Z\Pi}}. \quad (3.61)$$

Умову необхідності здійснення гальмування внутрішніх коліс при вході у поворот знаходимо зі співвідношення (3.58) при $K' < 0$. Ця умова має вигляд

$$M_x < \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{B^2}{L_T^2}}}. \quad (3.62)$$

Визначимо праву частину через $M_{x_{max}}$. Тоді

$$M_{x_{max}} = \left(1 + \frac{B^2}{L_T^2} \right)^{-0,5}. \quad (3.63)$$

З виразу (3.63) видно, що зі зменшенням відношення B/L_T критерій $M_{x_{max}}$ зростає і навпаки.

Таким чином, при $M_x < M_{x_{max}}$ потрібно при вході в поворот загальмовувати колеса внутрішнього борту, а при $M_x \geq M_{x_{max}}$ створювати різницю тяглових зусиль на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів.

Розглянемо керування розподілом тяглових зусиль між бортами на стадії виходу з повороту.

Коефіцієнт розподілу тяглового зусилля на колеса зовнішнього борту

$$K'' = 1 - K' = 0,5 \left(1 \pm \frac{1}{M_x \sqrt{1 + U^2}} \right). \quad (3.64)$$

Знак “+” у (3.64) відповідає ситуації входу до повороту, а знак “–” – виходу з повороту. При виході з повороту залежність $K''(M_x; U)$ змінюється за

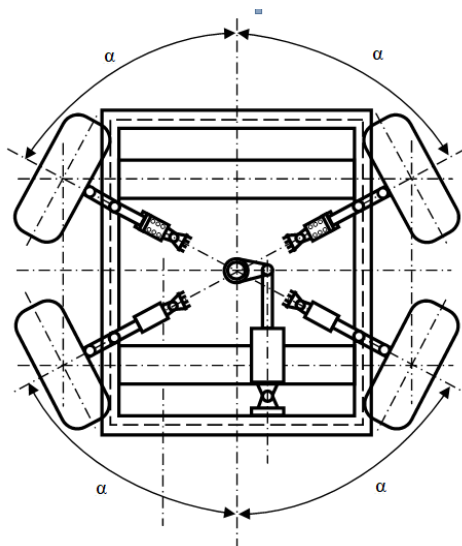


Рисунок 3.15 – Положення коліс поворотної платформи після закінчення їхнього повороту до початку повороту самої платформи

На вертикальному валу зазначеного циліндричного шарніра встановлений важіль, шарнірно зв'язаний зі штоком діагонально встановленого силового гідроциліндра. Штокова порожнина кожного із зазначених гідроциліндрів пов'язана із джерелом тиску рідини, а в безштоковій порожнині встановлена зворотна пружина. У мертвій точці механізму повороту колеса тангенс кута нахилу осі гідроциліндра до повздовжньої осі поворотної платформи дорівнює

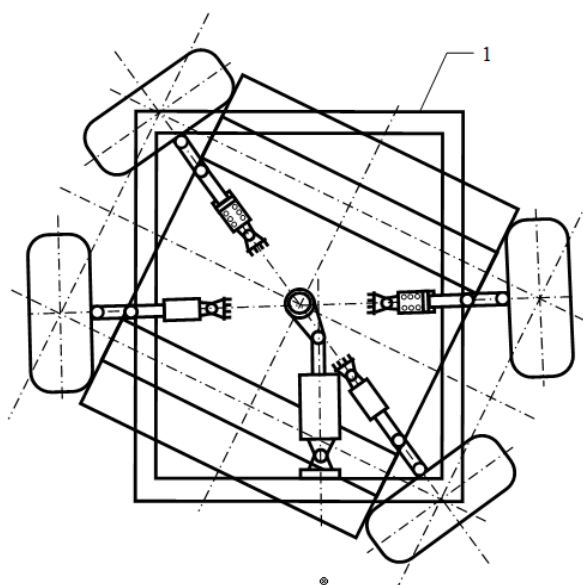


Рисунок 3.16 – Положення поворотної платформи після закінчення повороту

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{L_T} = \varphi. \quad (3.65)$$

Поворотний візок багатовісного транспортного засобу (рис. 3.14) складається із платформи 1, двох колісних мостів 2 з колесами 3, вертикального циліндричного шарніра 4, вертикального валу 5 приводу повороту візка в площині дороги, важелів 6, гідроциліндра 7 керування поворотом поворотного візка, чотирьох вертикальних циліндричних шарнірів 8 повороту коліс 3, з вертикальними валами 9 і важелями 10, шарнірно пов'язаними з діагонально встановленими силовими гідроциліндрами 11, штокової порожнини 12 діагонально встановлених силових гідроциліндрів 11 пов'язані із джерелом тиску рідини. У безштокових порожнинах 13 встановлені зворотні пружини 14.

Перед початком повороту поворотного візка навколо своєї осі (шарніра 4) у штоковій порожнині 12 діагонально розташованих силових гідроциліндрів 11 подається тиск рідини, при переміщенні штоків силових гідроциліндрів 11 відбувається стиснення зворотних пружин 14 у безштокових порожнинах 13, через важелі 10 відбувається передача зусилля на вертикальні вали 9 вертикальних циліндричних шарнірів 8 і поворот коліс 3 у шарнірах 8. Поворот коліс 3 відбувається на кут $90^\circ - \alpha$, після досягнення якого механізми повороту коліс 3 попадають в “мертву” точку. Відбувається фіксація механізму повороту коліс 3 у положенні, при якому площина обертання останніх буде перпендикулярна осі вертикального валу 9 вертикального циліндричного шарніра 8. Наступним етапом відбувається подача тиску рідини в штокову або безштокову порожнину гідроциліндра 7 керування поворотом поворотного візка й останній повертається на необхідний кут у площині дороги навколо вертикального шарніра 4.

Оскільки в розглянутому випадку відсутнє бічне сковзання шин у точці контакту, то моменту опору коченню коліс і момент опору повороту поворотного візка мінімальні.

Таким чином, запропоноване технічне рішення забезпечує зменшення опору повороту багатовісного транспортного засобу, тобто поліпшує його маневреність, а також дозволяє зменшити зношування шин.

3.4.4 Новий спосіб керування рухом двовісної поворотної платформи при вході та виході з повороту

Для удосконалення способу керування рухом чотиривісного колісного транспортного засобу здійснюється за рахунок того, що під час повороту двовісного поворотного візка використовуються два крутних керуючих моменту. Перший з цих крутних моментів створюється водієм через гідроциліндр 11 (рис. 3.14), рульове керування і силовий циліндр

$$M_{ПОВ1} = (P_{рул}), \quad (3.66)$$

де $P_{рул}$ – зусилля на рульовому колесі.

Другий крутний керуючий момент створюється за рахунок різниці крутних моментів (тяглових зусиль на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів двовісного поворотного візка.

Перший крутний момент використовується для створення кутового прискорення двовісного поворотного візка, а другий крутний момент – для подолання опору повороту цього візка (рис. 3.11). Якщо

$$\frac{P_{k12}}{\phi P_{Z12}} < \left(1 + \frac{B^2}{L_T^2}\right)^{-0,5}, \quad (3.67)$$

то при вході до повороту необхідно загальмовувати колеса внутрішнього борту.

При

$$\frac{P_{k12}}{\phi P_{Z12}} \geq \left(1 + \frac{B^2}{L_T^2}\right)^{-0,5}, \quad (3.68)$$

на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів треба створювати різницю крутних моментів.

При виконанні умови (3.67), у випадках виходу з повороту колісного транспортного засобу, необхідно загальмувати колеса зовнішнього борту, а на колесах внутрішнього борту створити тяглове зусилля (крутний момент). При виконанні умови (3.68) на колесах внутрішнього і зовнішнього бортів створюється різниця тяглових зусиль (крутних моментів).

Виконання отриманих законів регулювання розподілу тяглових зусиль між бортами дозволяє подолати опір повороту двовісного поворотного візка і поліпшити якість керування рухом вказаного візка і колісного транспортного засобу.

3.4.5 Визначення зовнішніх сил, що діють на колісний транспортний засіб під час повороту

Чотиривісний автомобіль можна розглядати як двовісний якщо передню та задню платформи розглядати як одновісні. В роботі [54] для двовісного автомобіля отримані залежності для визначення бічних реакцій дороги. При прийнятих умовних позначеннях ці рівняння мають вигляд

$$R_{v12} = m \sec \alpha \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \frac{b}{L^2} \operatorname{tg} \alpha + \right. \\ \left. + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2}{L^2 \cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right) \mp P_{k12} \operatorname{tg} \alpha ; \quad (3.69)$$

$$R_{v34} = m \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{ab + i_z^2}{L^2} \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1}^2 \frac{a}{L^2} \operatorname{tg} \alpha + V_{x1} \frac{ab - i_z^2}{L^2 \cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right); \quad (3.70)$$

$$P_{k34} + \frac{P_{k12}}{\cos \alpha} = mctg\alpha \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \alpha \right) \cdot \left(\frac{dV_{x1}}{dt} tg\alpha + V_{x1} sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right), \quad (3.71)$$

де $P_{k12}; P_{k34}$ – сумарні дотичні реакції дороги на колеса передньої та задньої поворотних платформ;

α – кут повороту передньої платформи;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля у напрямі осі $O_l X_l$ (поздовжня горизонтальна вісь автомобіля);

m – маса автомобіля;

$a; b$ – відстані від умовних передньої та задньої осей автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через ці осі;

i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної осі [54].

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12}}. \quad (3.72)$$

Наведені рівняння (3.69) – (3.71) дозволяють визначити сили, що діють на двовісні поворотні платформи.

3.5 Підвищення маневреності чотиривісної колісної машини збільшенням кількості ступенів рухливості ходової частини

Застосування спеціального автомобільного шасі із двома поворотними платформами дозволяє підвищити маневреність чотиривісних автомобілів за

рахунок використання окремого приводу кожного з провідних коліс. Для цього на всіх колесах спеціального шасі повинні встановлюватися гідромотор-колеса, або електромотор-колеса. У цих випадках на зазначених автомобілях повинні застосовуватися комбіновані, або гідромеханічні, або електромеханічні приводи.

При оцінці та забезпеченні маневреності колісних машин можна виділити два аспекти:

- енергетичний;
- ступінь рухливості колісної машини як механічної системи.

Енергетичний аспект забезпечення маневреності колісних машин враховує наявність запасу потужності двигуна, що витрачається під час виконання маневру. При недостатньому запасі потужності двигуна маневреність автомобілів знижується, що в окремих випадках може призвести до дорожньо-транспортних пригод [40].

Ступінь рухливості (число ступеня рухливості) автомобіля як механічної системи визначається числом незалежних керуючих впливів, необхідних зміни траєкторії та параметрів його руху [36]. Оскільки нами визначене, що число ступенів рухливості ходової частини визначається числом незалежних керуючих впливів, що здійснюють поворот автомобіля в площині дороги, то визначивши кількість зазначених впливів, ми визначимо число ступенів рухливості ходової частини машини.

У роботі [36] проведено визначення числа ступенів рухливості двовісних автомобілів за різних схем управління колесами. У табл. 3.5 представлені результати аналізу числа можливих незалежних керуючих впливів для здійснення повороту чотиривісного автомобіля в площині дороги.

З табл. 3.5 видно, що повнопривідний чотиривісний автомобіль із двома поворотними платформами при роздільному керуванні ведучими колесами дозволяє реалізувати $H = 10$ ступенів рухливості ходової частини в площині дороги. Автомобіль із традиційною схемою виконання ходової частини, що має всі ведучого колеса й два передніх напрямні мости, дозволяє реалізувати під

час повороту в площині дороги число ступенів рухливості, рівне $H = 2$ (оскільки співвідношення між кутами повороту напрямних коліс постійно). Таким чином, розглянута схема ходової частини шасі дозволяє в порівнянні з її традиційним виконанням збільшити число ступенів рухливості в 5 разів, що значно поліпшує маневреність автомобіля й забезпечує підвищення ефективності виконання службово-бойових завдань підрозділами НГ України.

Таблиця 3.5 – Визначення числа ступенів рухливості чотиривісного автомобіля

Схема керування колесами автомобіля	Число ступенів рухливості
1 Поворот однієї платформи (передньої або задньої)	
1.1 Один ведучий міст	2
1.2 Два ведучих моста	3
1.3 Роздільний привід ведучих коліс різних бортів	
- однієї осі	4
- двох осей	5
2 Поворот двох платформ	
2.1 Один ведучий міст	3
2.2 Два ведучих моста	4
2.3 Три ведучих моста	5
2.4 Чотири ведучих моста	6
2.5 Роздільний привід ведучих коліс різних бортів	10
3 Гальмування коліс одного борта автомобіля при двох поворотних платформах	
3.1 Однієї осі	7
3.2 Двох осей	8
3.3 Трьох осей	9
3.4 Чотирьох осей	10
4 Рух крабом при двох поворотних платформах і всіх ведучих колесах	2

Створення багатоканальної системи керування поворотом чотиривісного повнопривідного автомобіля із двома поворотними платформами вимагає використання елементів штучного інтелекту.

Висока маневреність автомобілів забезпечується не тільки збільшенням числа ступенів рухливості [81], але й високим запасом потужності двигуна [41,

42, 82]. Для вирішення поставленого завдання необхідна правильна установка датчиків прискорень (акселерометрів) з орієнтацією вимірювальних осей по всіх можливих переміщеннях, обумовлених числом ступенів рухливості автомобіля [83]. Для обробки результатів вимірювань доцільно використовувати метод парціальних прискорень [84].

Таким чином, в результаті проведеного дослідження визначено кількість ступенів рухливості чотиривісного повнопривідного автомобільного шасі з двома поворотними платформами. Якщо традиційне шасі з чотирма провідними та двома напрямними мостами має число ступенів рухливості $H = 2$, то запропоноване $H = 10$.

3.6 Висновки за розділом 3

В результаті дослідження, що проведено, отримані наступні результати:

1. Використання другого поворотного мосту (по відношенню до переднього) дозволяє підвищити маневреність трьох та чотиривісних автомобілів за рахунок поліпшення керованості. Отриманий взаємозв'язок між кутами повороту переднього та другого поворотних мостів дозволяє у подальшому створити відповідні алгоритми управління.

2. Запропонований спосіб керування з двома двовісними поворотними платформами дозволяє підвищити маневреність чотиривісних колісних транспортних засобів. Такий спосіб дозволяє здійснювати наступні рухи колісної машини.

– традиційний поворот за рахунок повороту передньої чи задньої двовісних платформ при відсутності повороту іншої;

– повороту с малим радіусом при одночасному повороті передньої та задньої платформ у протилежні боки;

– рух боком чи відносно власної осі при одночасному повороті передньої

і задньої двовісних платформ на кут 90^0 ;

– рух “крабом” під час повороту передньої і задньої двовісних платформ в один бік на однакові кути.

3. За необхідністю зміни бази автомобілю відповідно до ширини проїзду вулиці можливо виконати раму машини телескопічною. Включення мотор-коліс передньої та задньої двовісних поворотних платформ у протилежні напрями дозволяє використовувати тяглові сили цих платформ для зміни бази (довжини) машини до необхідного розміру.

4. Отриманий вираз для крутного моменту, що діє на двовісну поворотну платформу (3.47) дозволив визначити, що чим вище сумарне тяглове зусилля $P_{k1} + P_{k2}$, тим вище крутний момент, що розглядається. Зі зменшенням параметру K' (далі тягової сили, що приходить на колеса внутрішнього борту) крутний момент $M_{ПОВ}$ також збільшується.

5. Отримані залежності для потрібного значення показника K' при вході платформи в поворот і виходу з нього дозволили визначити наступне:

– зі зменшення сумарного тягового зусилля на колесах двовісної поворотної платформи коефіцієнт K' повинен зменшуватися;

– зі збільшення вертикального навантаження на платформу коефіцієнт K' також повинен зменшуватися;

– зі збільшення відношення колії двовісної поворотної платформи до її бази показник K' повинен збільшуватися.

6. Отримана залежність коефіцієнт K' від коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою ϕ та використання зчіпної ваги M_x дозволило зробити наступні висновки:

– при відносно малих значеннях $M_x(P_k)$ для подолання опору повороту платформи необхідно колеса внутрішнього борту загальмовувати;

– при значенні $M_x < 0,4$ і $\varphi = 0,8$ для двовісних платформ, що мають $\varphi = B / L_T$ у межах $[0,2; 0,6]$ керування повороту за рахунок створення різниці тяглових зусиль на бортах неможливо.

7. Визначення максимально припустимого значення коефіцієнту використання зчіпної ваги $M_{x_{\max}}$ дозволило зробити висновок, що при вході до повороту і $M_x < M_{x_{\max}}$ потрібно загальмувати колеса внутрішнього борту, а при $M_x \geq M_{x_{\max}}$ потрібно створювати різницю тяглових зусиль на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів.

8. Отримана залежність для коефіцієнту K'' розподілу тяглових зусиль на колеса зовнішнього борту $K'' = 1 - K'$ при виході з повороту дозволило визначити наступне:

– при виході з повороту залежність $K''(M_x; U)$ змінюється за тим же законом, що і $K'(M_x; U)$ при вході до повороту;

– при виході з повороту и малих значеннях M_x (на відміну від входу до повороту) потрібно загальмовувати не внутрішні, а зовнішні колеса.

9. Запропонована конструкція двовісної поворотної платформи, колеса якої мають можливість відносного повороту, дозволила зменшити опір повороту багатовісного транспортного засобу, поліпшити його маневреність та зменшити зношування шин.

10. Запропонований новий спосіб керування рухом двовісної поворотної платформи при вході в поворот та виходу з повороту дозволяє створити закони регулювання розподілу тяглових зусиль між бортами, що поліпшить подолання опору повороту двовісної платформи і поліпшить якість управління.

11. В результаті дослідження, що проведено, визначено взаємозв'язок між кількістю керуючих впливів під час повороту в площині дороги чотиривісного повнопривідного автомобілю з двома поворотними платформами і кількістю ступенів рухливості останніх. У порівнянні з традиційною схемою ходової частини, що пропонується дозволяє збільшити кількість ступенів рухливості від

$H = 2$ до $H = 10$. Останнє досягається за рахунок використання двох поворотних платформ з роздільним керуванням ведучими колесами машини.

Отримані у розділі результати опубліковані у працях [3, 4, 9, 20].

4 ПРОСТОРОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОЛІСНИХ МАШИН З ПОВОРОТНИМИ МОСТАМИ

4.1 Експериментальне дослідження маневреності масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання

4.1.1 Розробка програми-методики експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень було визначення динамічних властивостей енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання. Об'єктом експерименту була масштабна модель енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання з дистанційним керуванням.

При дослідженні динамічних властивостей було використано методи парціальних прискорень, теорії подоби та електричних вимірювань неелектричних величин.

У експерименті були застосовані матеріально-технічні засоби та матеріали, які наведені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Матеріально-технічні засоби та матеріали

№ з/п	Найменування	Кількість
1.	Масштабна модель енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання	1
2.	Осцилограф OWON vds 2021	1
3.	Акселерометр ADXL345	2
5.	Рулетка металева	1

Під час експерименту визначалися час, прискорення, кут повороту переднього поворотного мосту та величину напруги й струму на двигунах.

Експеримент проводився за незмінних параметрах вологи та температури

повітря у закритому приміщенні. Підлогове покриття у приміщенні – полівінілхлорид (лінолеум). Довжина ділянки для експерименту була не менше 10 м.

Маса масштабної моделі, що брала участь в експерименті, складала 1,350 кг. Габарити масштабної моделі – $301 \times 115 \times 136$ мм. Масштабна модель енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання була справною, з повним зарядом акумуляторної батареї та укомплектована відповідно до технічного завдання, зокрема: 4 електричних двигуна, поворотний передній міст, потенціометр для вимірювання кута повороту переднього мосту. Підготовка та обладнання масштабної моделі вимірювальною системою здійснювались завчасно, в лабораторних умовах. Налаштування вимірювального комплексу та органів керування масштабною моделлю здійснювалось безпосередньо на визначеному для експериментальних дослідженнях місці.

Для реєстрації даних під час проведення експерименту була використана вимірювальна система СДВП-1М, яка розроблена на кафедрі технології машинобудування та ремонту машин ХНАДУ і призначена для вимірювань і обробки прискорення, уповільнення та швидкості безпілотних малогабаритних колісних транспортних засобів (рис. 4.1).

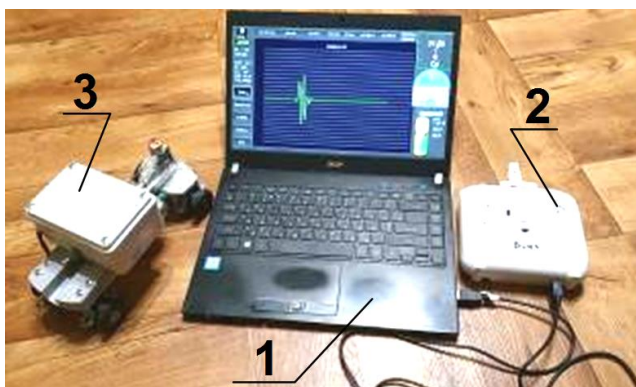


Рисунок 4.1 – Вимірювальна система, органи керування та масштабна модель
(1 – блок обчислення та дисплей на базі ноутбука; 2 – дистанційний блок керування; 3 – датчики на масштабній моделі)

Похибки засобів вимірювання, які використовувалися при проведенні експериментальних досліджень, приведені у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Допустима похибка засобів вимірювання

№ з/п	Показники	Похибка, не більше
1.	Шлях та час	0,5 %
2.	Швидкість руху	1 %
3.	Прискорення	1 %
4.	Струм	1 %
5.	Напруга	1 %
6.	Кут повороту	1 %

В результаті аналізу існуючих засобів вимірювання та враховуючи особливості конструкції масштабної моделі, для проведення експерименту, були використані датчики вимірювання як статичних, так і динамічних сил прискорення ADXL345 (рис. 4.2 а)). Функціональна блок-схема датчика вимірювань прискорень ADXL345 представлена на рис. 4.2 б).

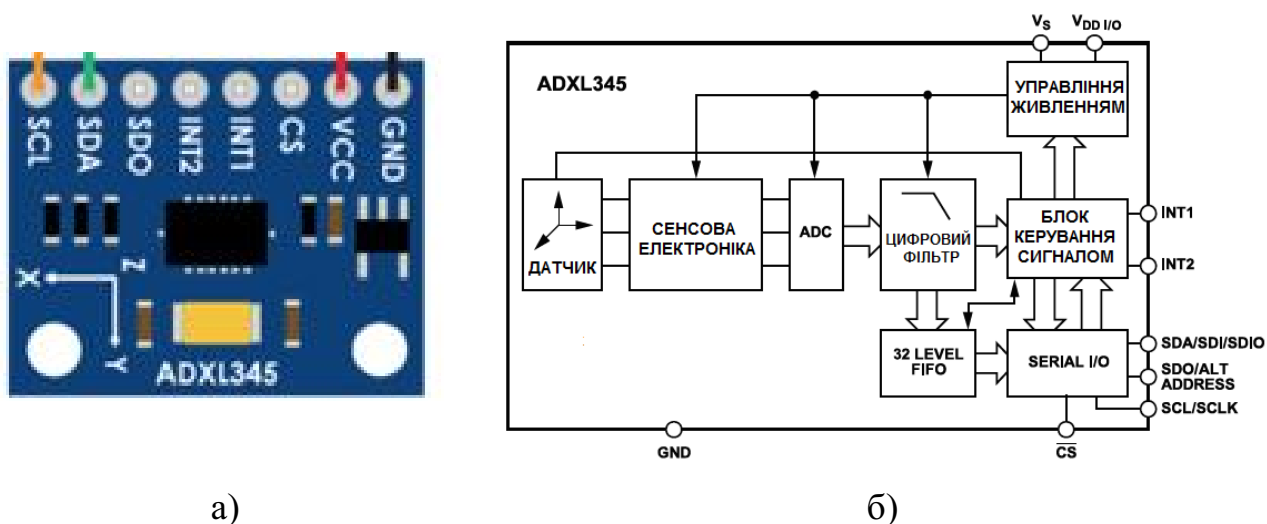


Рисунок 4.2 – Датчик вимірювань прискорень ADXL345 (а – загальний вигляд електронної плати, б – функціональна блок-схема датчика)

Датчик вимірювань прискорень ADXL345 це 3-осьовий акселерометр, який може вимірювати як статичні, так і динамічні сили прискорення з високою

роздільною здатністю (13 bit) та точністю до $\pm 16g$. Цифрові вихідні дані мають формат 16-бітного подвійного доповнення і доступні або через SPI (3- або 4-провідний), або через інтерфейс I2C цифровий інтерфейс. Габаритні розміри вимірювального датчика складають $3 \times 5 \times 1$ мм. Технічні характеристики датчику вимірювань прискорень ADXL345 представлено у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики датчика ADXL345

Параметр	Значення
Робоча напруга	1,8 V – 3,6 V
Робочий струм	350 μ A
Діапазон чутливості	$\pm 3g$
Діапазон температур	від -40 до $+85^{\circ}\text{C}$
Вісі вимірювань	3 вісі (X, Y, Z)
Чутливість	270 – 330 mV/g
Ударостійкість	до 10 000g
Габариті акселерометру	$3 \times 5 \times 1$ мм

ADXL345 має повний діапазон чутливості $\pm 3g$. Це означає, що максимальна прискорення, яку ADXL345 може точно виміряти і подати у вигляді вихідного сигналу, становить $\pm 3g$.

Вихідна напруга відповідно збільшується при прискоренні вздовж вісі чутливості. Вісі чутливості зображено на рис. 4.3.

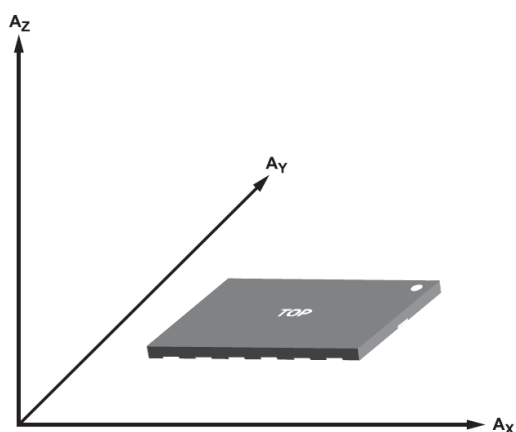


Рисунок 4.3 – Вісі чутливості до величини прискорення

Відповідно до положення датчика, отримуємо вихідний відклик в залежності від орієнтації до сили тяжіння (рис. 4.4).

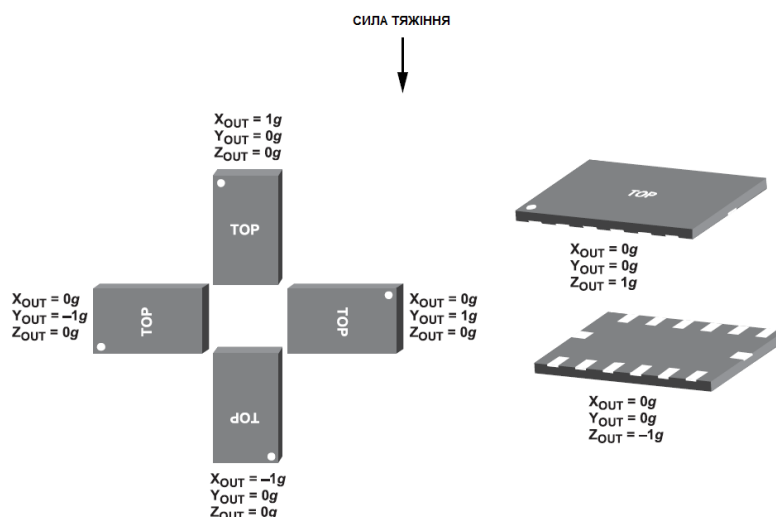


Рисунок 4.4 – Вихідний відклик в залежності від орієнтації вимірювального датчика до сили тяжіння

Датчик вимірювань прискорень ADXL345 було розміщено у корпусі систем управління масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання, що наведено на рис. 4.5.

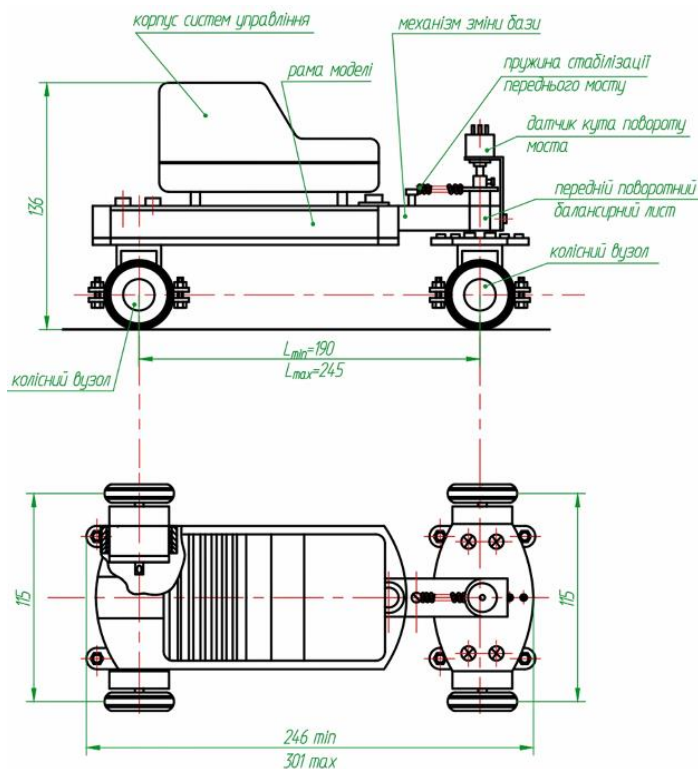


Рисунок 4.5 – Кресленик масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання

Після встановлення чутливих елементів на масштабній моделі у місцях, передбачених конструкцією масштабної моделі, виконувалось налаштування системи вимірювання та органів керування. Метод постійного прискорення, що використовувався при налаштуванні акселерометрів є практичним та дуже зручним для швидкої перевірки чутливості системи перед початком вимірювань. Він полягає у вимірюванні сигналу, отриманому у разі, коли істинна вісь чутливості датчика орієнтована під кутом α відносно місцевої вертикалі. Точність градуювання істотно залежить від похибок вимірювання вихідної напруги та величини її кута, пов'язаного з наявністю поперечної чутливості.

На рис. 4.6 наведено фотографії випробувального майданчика та досліджуваної масштабної моделі.



а)



б)

Рисунок 4.6 – Випробувальний майданчик та масштабна модель
(а – прямолінійний рух; б – рух під час повороту переднього мосту)

У табл. 4.4 наведено робочі характеристики електродвигунів, що встановлені на кожне колесо досліджуваної масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання.

Відповідно до розробленої програми та методики експериментальних досліджень було проведено серії з десяти експериментів для різних співвідношення струмів в ланцюгах живлення електродвигунів лівого та правого передніх коліс досліджуваної масштабної моделі K_L .

Таблиця 4.4 – Робочі характеристики електродвигунів, що встановлені на кожному колесі масштабної моделі

№ з/п	Параметри	Показники
1.	Потужність $N_{ном}$	0,538 Вт
2.	Номінальний крутний момент $T_{ном}$	0,00147 Н·м
3.	Максимальний крутний момент T_{max}	0,00490 Н·м
4.	Номінальна кутова швидкість $\omega_{ном}$	366 с ⁻¹
5.	Струм живлення при номінальному навантаженні $I_{ном}$	0,8 А
6.	Номінальна напруга живлення $U_{ном}$	8,4 В

$$K_I = \frac{I_L}{I_P}, \quad (4.1)$$

де I_L , I_P – значення струмів в ланцюгах живлення електродвигунів лівого та правого передніх коліс відповідно.

Проводилися експерименти в діапазоні співвідношення струмів від 0,5 до 1, далі проводилося усереднення значень.

4.1.2 Результати експериментальних досліджень маневреності масштабної моделі

В процесі проведення експериментальних досліджень проводилась оцінка ефективності способу керування переднім поворотним мостом за рахунок створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Оскільки крутні моменти на валах електродвигунів пропорційні струму, то в результаті випробувань було визначено взаємозв'язок між кутом повороту переднього мосту α та співвідношенням струмів K_I електродвигунів лівого та правого передніх коліс. Усередненні значення кута повороту переднього мосту при різних K_I наведено у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Залежність кута повороту переднього мосту масштабної моделі від співвідношення струмів в ланцюгах живлення електродвигунів лівого та правого передніх коліс

K_I	0,55	0,59	0,67	0,83	0,91	1,0
α , град	20	20	18	10	5	0

На рис. 4.7 наведено графік залежності $\alpha(K_I)$ для масштабної моделі, що пройшла випробування.

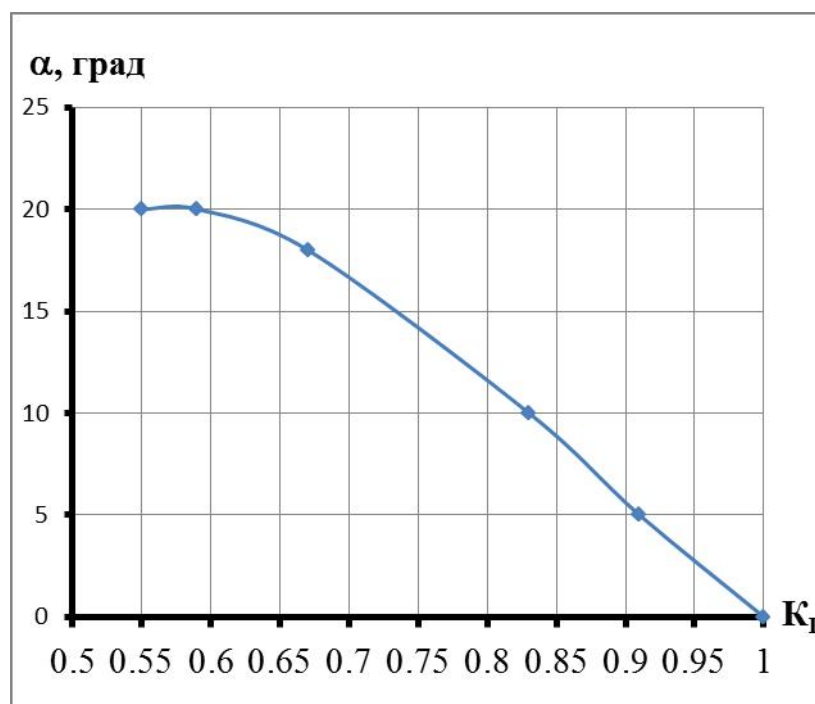


Рисунок 4.7 – Залежність кута α переднього поворотного мосту від співвідношення K_I струмів в ланцюгах живлення електромоторів передніх лівого і правого коліс

Аналіз графіків, що наведено на рис. 4.7 показує, що залежність $\alpha(K_I)$ являє собою гладку криву. При $K_I=1$, тобто в ланцюгах живлення електромоторів передніх лівого і правого коліс подається струм однакової величини, рух масштабної моделі є прямолінійний (рис. 4.6 а). При збільшенні подачі величини струму на електромотор правого колеса I_{II} на 10% відносно величини струму електромотора лівого колеса I_{II} ($K_I=0,91$) отримуємо кут

повороту переднього мосту у 5^0 . Зі подальшому збільшенням I_{II} відносно I_{II} зростає і кут повороту переднього мосту до 20^0 . Граничний кут повороту α переднього поворотного мосту досягається при співвідношення струмів $K_I \leq 0.59$.

Таким чином, проведені експериментальні дослідження масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання підтвердили ефективність керування переднім поворотним мостом за рахунок створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Крім того, аналіз отриманої залежності кута α повороту переднього мосту від співвідношення K_I струмів у ланцюгах живлення електродвигунів переднього лівого і правого коліс виявив високу керованість моделі.

4.2 3D моделювання руху чотиривісної машини з двома поворотними двовісними платформами

Для моделювання взято потужний пакет твердотілого моделювання Autodesk Inventor, тому що запропонована в ньому технологія цифрових прототипів надає комплексний гнучкий набір засобів для 3D проектування, візуалізації, інструментальної обробки, аналізу і розрахунків, а також створення документації.

Основним завданням є розробка цифрової моделі шасі 4-вісної машини, проведення віртуальних експериментів з дослідження можливостей керування нею при різних режимах маневрування та підтвердження теоретичних результатів.

Застосування даного інструментарію дозволяє врахувати характеристики матеріалів, задати навантаження та модифікувати параметри сітки кінцевих елементів, що підвищує якість рішення, розглянути їхні варіанти, виконати декілька типів динамічних та міцнісних розрахунків. Візуалізація моделі допомагає оцінити взаємодію компонентів при роботі машини.

У якості зразка, що моделюється, був обраний варіант шасі чотиривісної колісної машини (рис. 4.8).

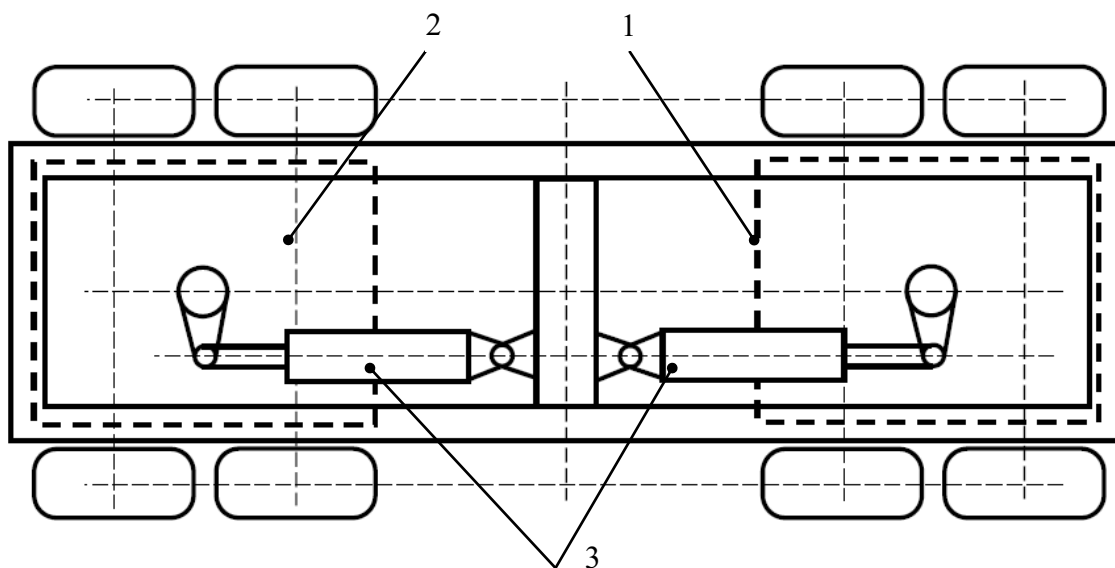
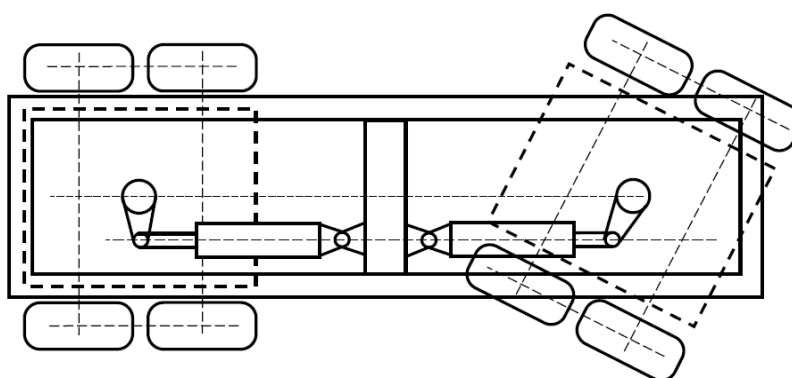


Рисунок 4.8 – Конструктивна схема шасі чотиривісної машини:

1 – передня поворотна платформа, 2 – задня поворотна платформа,
3 – гідроциліндри керування

Можливі варіанти розташування платформ під час руху показані на рис. 4.9.



а)

Рисунок 4.9 – Варіанти маневрування:

а) поворот передньої платформи; б) поворот платформ у різні боки; в) поворот платформ у один бік; г) здійснення “крабового” руху

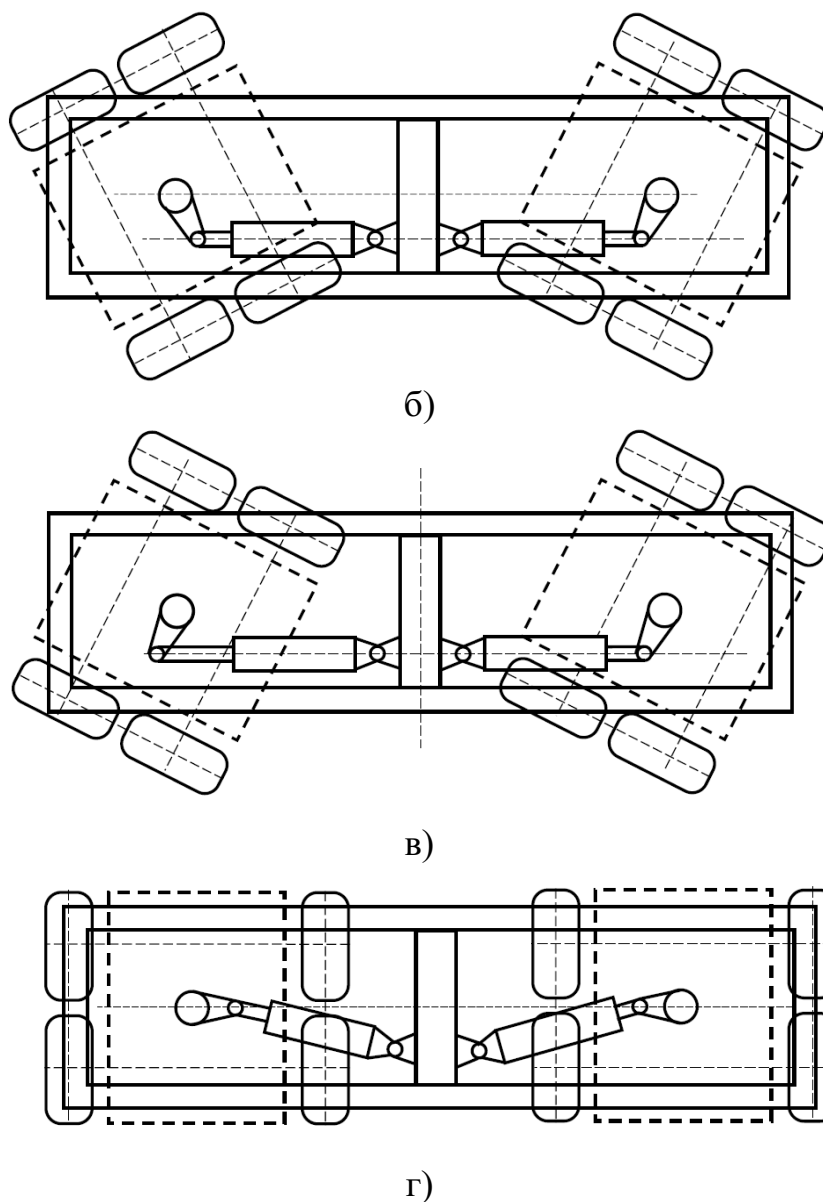
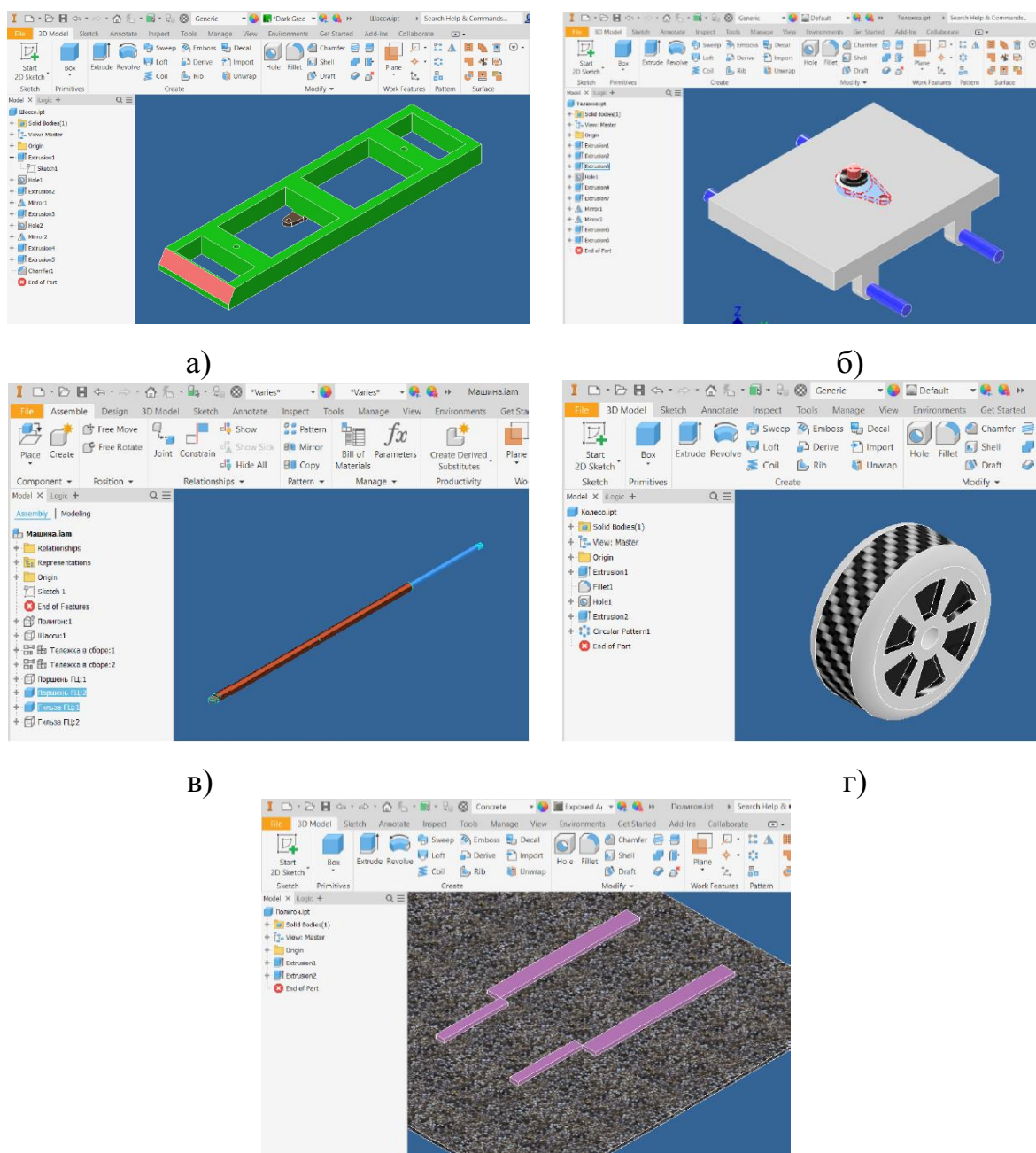


Рисунок 4.9, аркуш 2

Особливістю такої моделі є те, що вона дозволяє незалежно керувати кутом повороту як передньої, так і задньої платформи. Наприклад, виконувати поворот передньої платформи, поворот платформ у різні боки, поворот платформ у один бік та здійснювати рух “крабом”.

Для створення загальної моделі перш за все було створено цифрові прототипи всіх окремих частин шасі: рама, поворотна платформа, гідроциліндр, колесо, полігон для моделювання руху. Кожний елемент мав відповідні розміри та матеріал, що, зокрема, надало можливість моделювати не тільки

геометричні, але й фізичні властивості, зокрема, масу та центр ваги машини. Моделі відповідних частин наведені на рис. 4.10.



д)
Рисунок 4.10 – Складові елементи моделі:

а) рама; б) поворотна платформа; в) гідроциліндр; г) колесо; д) полігон

Зазначимо основні особливості компонування розроблених деталей та вузлів у загальну модель колісної машини [85]:

– враховувалися такі обмеження, які забезпечують площинне

позиціонування двох вибраних компонентів (наприклад, точок, осей, дуг, плоских граней, робочих елементів) паралельно один одному або зі зміщенням на задану відстань один від одного у будь-якому напрямку, але таким чином, що нормалі до елементів спрямовані назустріч одна одній (наприклад, суміщення осей елементів гідроциліндра);

- позиціонування ребер або граней двох компонентів проводилося суворо під заданим кутом;

- з'єднання в точці зіткнення забезпечувалося таке, за якого позиціонування площин, циліндрів, сфер, конусів відбувається по дотичній один до одного при контакті в точці дотику або на певній відстані (наприклад, дотик між поверхнями дороги та колеса);

- у моделюванні з'єднання зі вставкою забезпечувалося комбінування обмеження суміщенням по поверхні для площин і обмеження суміщенням по осях двох компонентів (наприклад, з'єднання осі та колеса).

Потім були встановлені рухомі з'єднання між частинами машини за допомогою інструментарію середовища динамічного моделювання. Основою з'єднань має бути повна відповідність усіх локальних систем координат деталей, що поєднуються. Існує 5 категорій з'єднань: стандартні, з'єднання обкочування, з'єднання ковзання, 2D-контакт та силові з'єднання. Кожна категорія має множину варіантів. Наприклад, категорія стандартних з'єднань включає в себе 10 варіантів, з яких були використані: просторове, обертання та циліндричне з'єднання.

Просторове з'єднання використовувалося для розташування тіла в просторі відносно базового елемента. У моделюванні руху машини воно дозволяє правильно встановити модель шасі у просторі.

За допомогою з'єднання обертання задається обертання коліс машини відносно осей поворотних платформ та самих платформ відносно рами машини. У моделюванні враховувалося, що напрямки осей обертання коліс у просторі повинні збігатися. Вимоги до систем координат кожного з'єднання наведені у табл. 4.6 [85].

Завдання стандартних з'єднань, крім зварювальних, у складанні дозволяють визначити можливі ступені свободи окремих деталей.

Таблиця 4.6 – Перелік стандартних з'єднань

Тип з'єднання	Ступінь свободи переміщення	Ступінь свободи обертання	Система координат з'єднання
Обертання	–	ось Z	$Z_2 = Z_1$ $O_2 = O_1$
Призматичне	ось Z	–	$X_2 Y_2 Z_2 = X_1 Y_1 Z_1$ O_2 на $O_1 Z_1$
Циліндричне	ось Z	ось Z	$Z_2 = Z_1$ O_2 на $O_1 Z_1$
Сферичне	-	ось X ось Y ось Z	$O_2 = O_1$
Плоске	ось X ось Z	ось Y	$Y_2 = Y_1$ O_2 в площині $O_1 X_1 Z_1$
Точка – відрізок	ось Z	ось X ось Y ось Z	O_2 на $O_1 Z_1$
Відрізок – площина	ось X ось Z	ось Y ось Z	$O_2 Z_2$ в площині $O_1 X_1 Z_1$
Точка – площина	ось X ось Z	ось X ось Y ось Z	O_2 в площині $O_1 X_1 Z_1$
Просторове	ось X ось Y ось Z	ось X ось Y ось Z	-
Зварювальне	-	-	$O_1 X_1 Y_1 Z_1 =$ $O_2 X_2 Y_2 Z_2$

Крім стандартних, також використані силові з'єднання, насамперед 3D контакт, що дозволило задавати та контролювати 3D-контакт між деталями для моделювання руху в полі сили тяжіння. Таке з'єднання задане між ґрунтом і кожним з коліс, що не дає машині “провалюватися” крізь ґрунт і дозволяє враховувати коефіцієнти тертя, демпфування та жорсткості контакту.

Побудована загальна модель наведена на рис. 4.11.

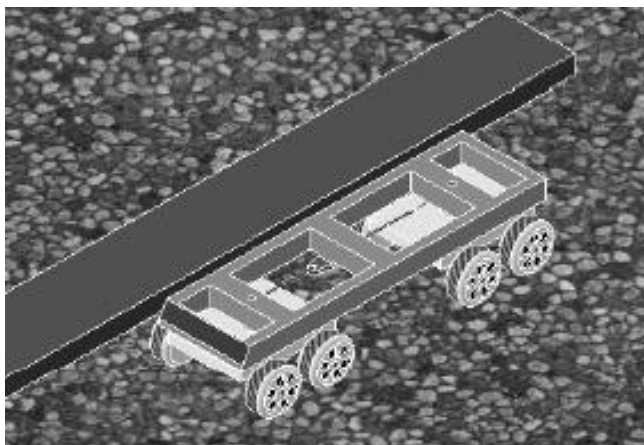


Рисунок 4.11 – Зовнішній вигляд 3D моделі шасі чотиривісної машини

На основі побудованої моделі проводилося моделювання руху машини по заданій траєкторії (поворот та рух убік).

Задаємо вимушене обертання коліс та обертання платформ, вводячи одне значення параметра або задаємо цій параметру за допомогою графіка. Залежно від мети експерименту можливо задавати графіки переміщень, швидкості або прискорення. Зокрема можна задавати лінійну, поліноміальну, тригонометричну або сплайнову залежності [85].

На рис.4.12 наведено графік зміни кута повороту передньої платформи відповідно до заданого часу на множині ділянок.

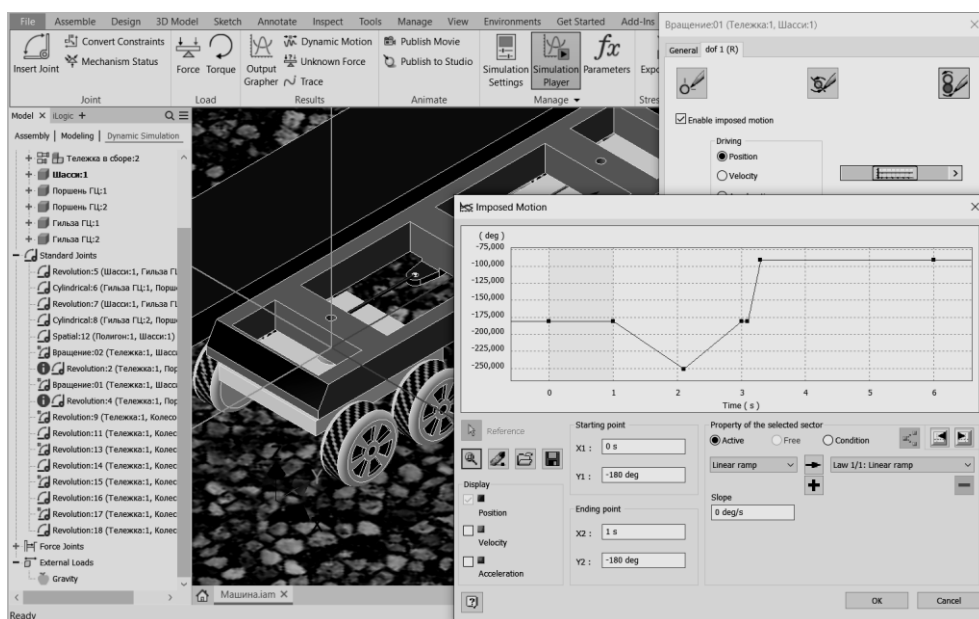


Рисунок 4.12 – Графік зміни кута повороту передньої платформи

На рис. 4.13 наведено графік, що визначає повертання задньої платформи машини. Принцип і робота відповідного шарніру аналогічна попередньому.

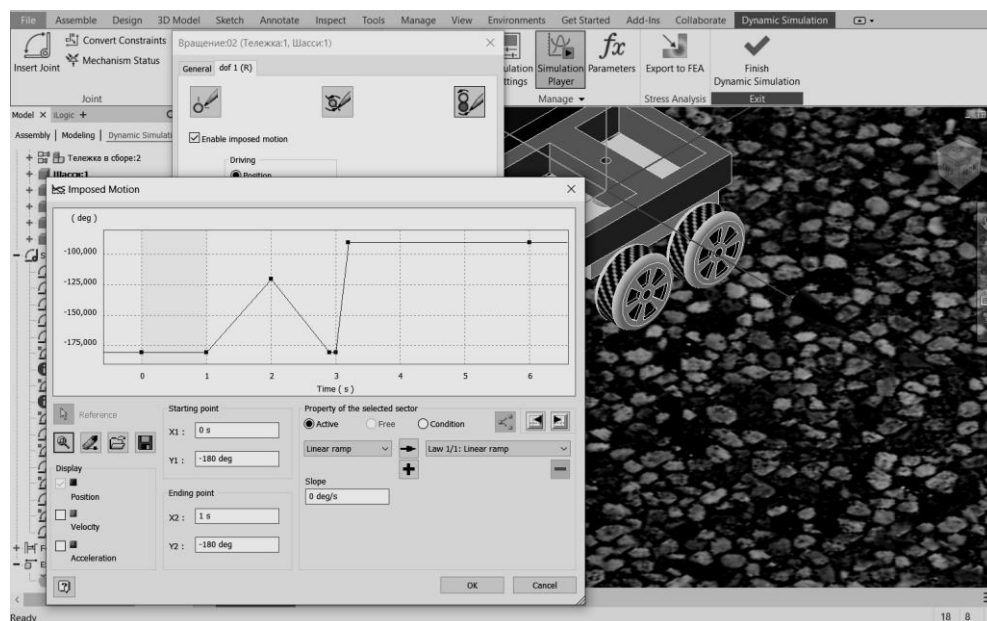


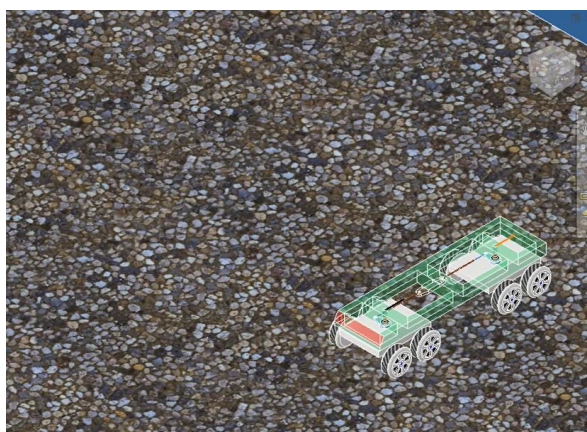
Рисунок 4.13 – Поворот задньої платформи

Слід відмітити, що графіки роботи можемо задавати на всі з'єднання, що використані в машині, яка моделюється. Зміна закону руху у вигляді графіків дозволяє відтворити будь-який сценарій руху згідно із завданням експерименту.

У якості прикладу наведемо декілька кадрів візуалізації маневрування машини (рис. 4.14-4.16). Було проведено три варіанту імітування маневрування машини:

1. розворот шасі для руху у зворотному напрямку (рис. 4.14);
2. зміна напрямку руху через розворот шасі – складний маневр (рис. 4.15);
3. розворот шасі для руху боком (рис. 4.16).

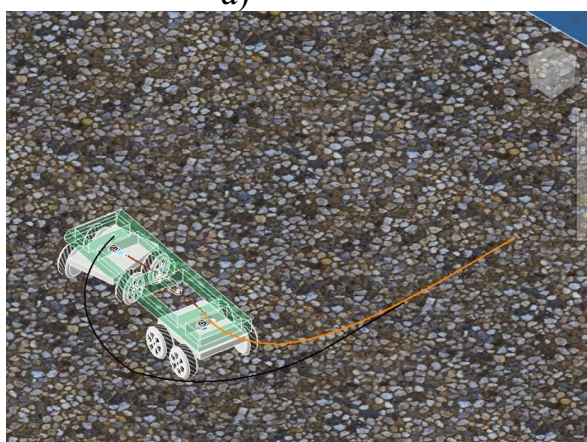
Таким чином, створена в роботі модель використана для проведення низки різних віртуальних досліджень, а саме моделювання поведінки машини на поворотах при керуванні передньою, задньою або обома поворотними платформами. Робота продовжує дослідження по створенню моделей машин для проведення віртуальних експериментів по оптимізації конструкції і режимів роботи. Створена модель може бути використана, в тому числі, як тренажер для здобуття професійних навичок керування машиною.



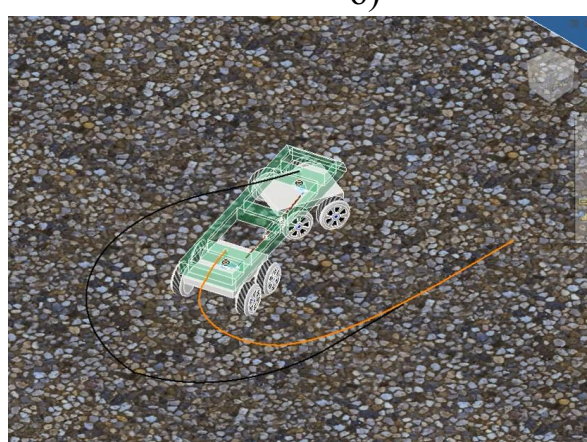
а)



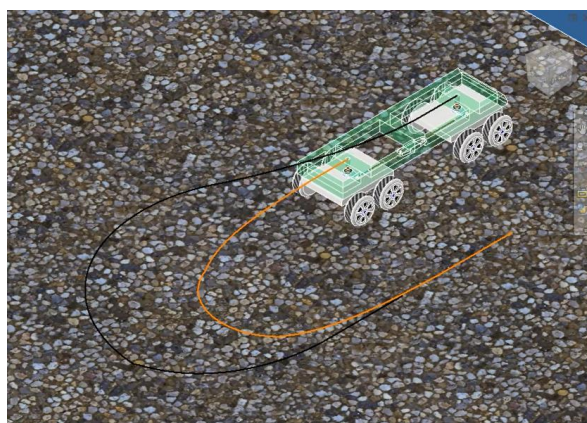
б)



в)



г)



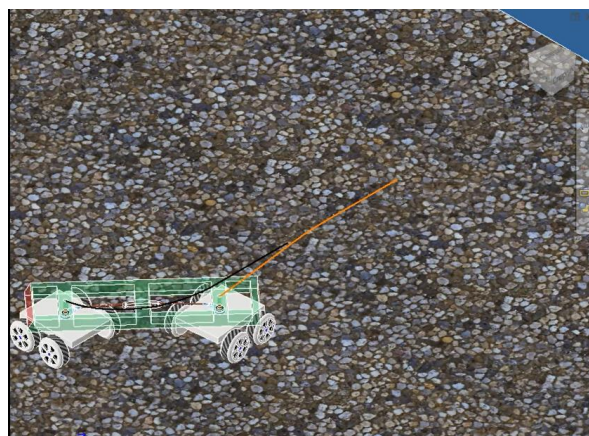
д)

Рисунок 4.14 – Варіант 1 (розворот шасі для руху у зворотному напрямку)

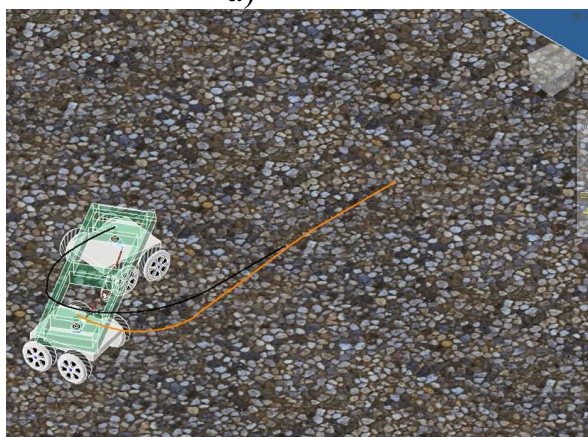
а) 1 секунда, б) 5 секунд, в) 10 секунд, г) 15 секунд, д) 20 секунд



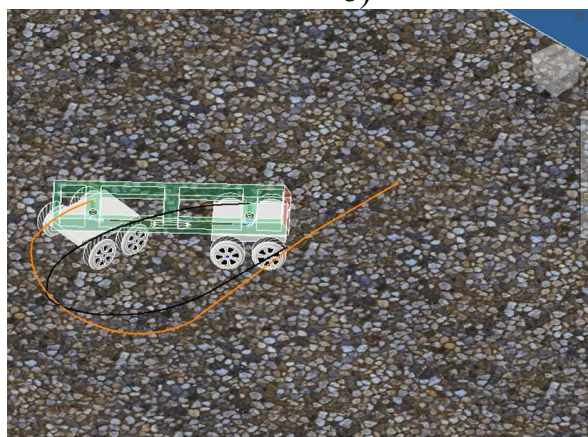
а)



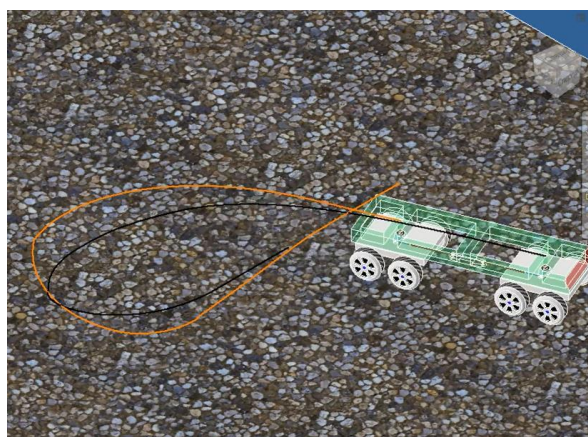
б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.15 – Варіант 2 (зміна напрямку руху через розворот шасі – складний маневр) а) 1 секунда, б) 5 секунд, в) 10 секунд, г) 15 секунд, д) 20 секунд

Аналіз віртуальних досліджень показав, що керування передньою, задньою або обома поворотними платформами є перспективним напрямком підвищення маневреності колісних машин.

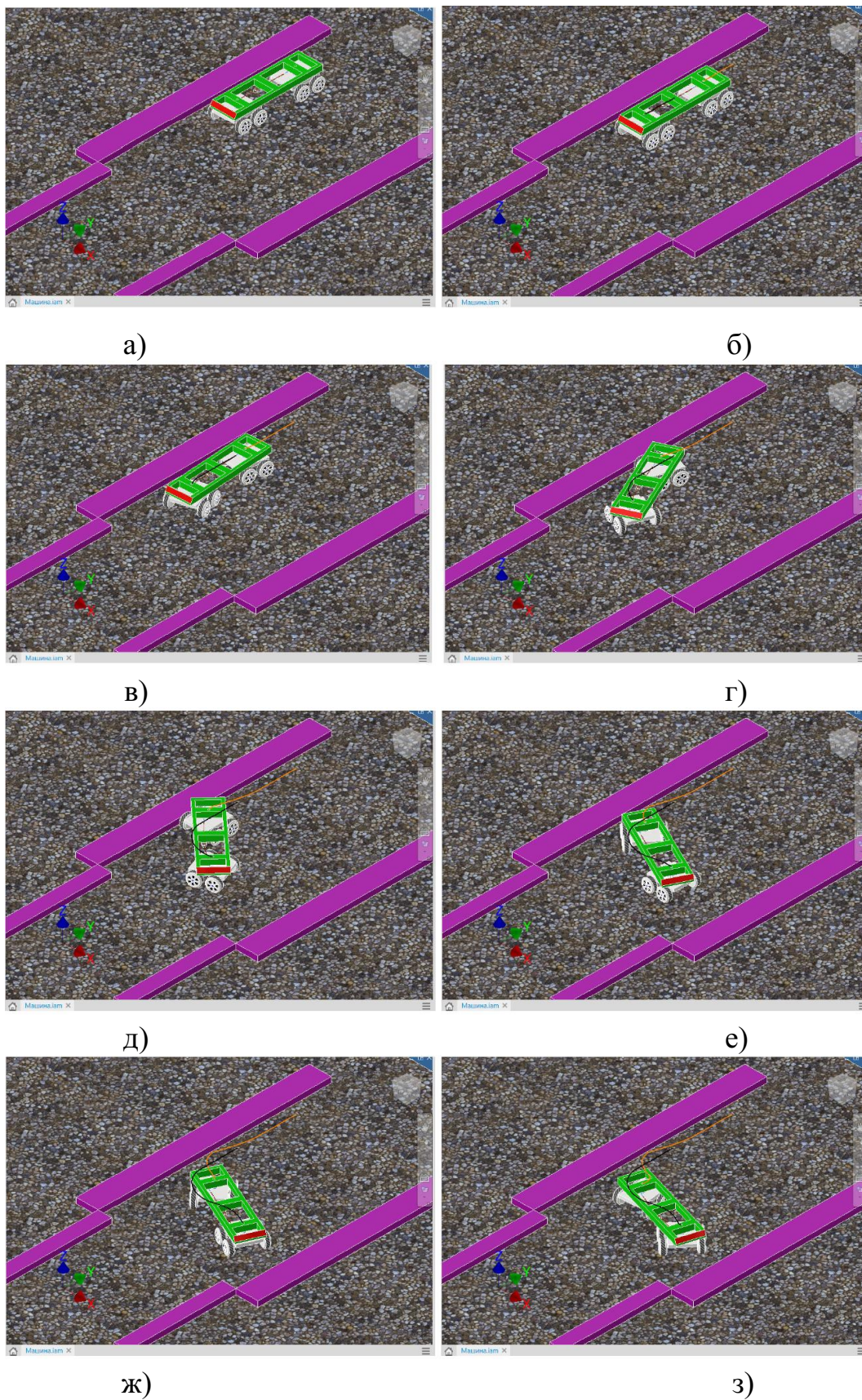


Рисунок 4.16 – Варіант 3 (розворот шасі для руху боком) а) 1 секунда, б) 2 секунди, в) 3 секунди, г) 4 секунди, д) 5 секунд, е) 6 секунд, ж) 7 секунд, з) 8 секунд, и) 9 секунд, к) 10 секунд, л) 11 секунд, м) 12 секунд

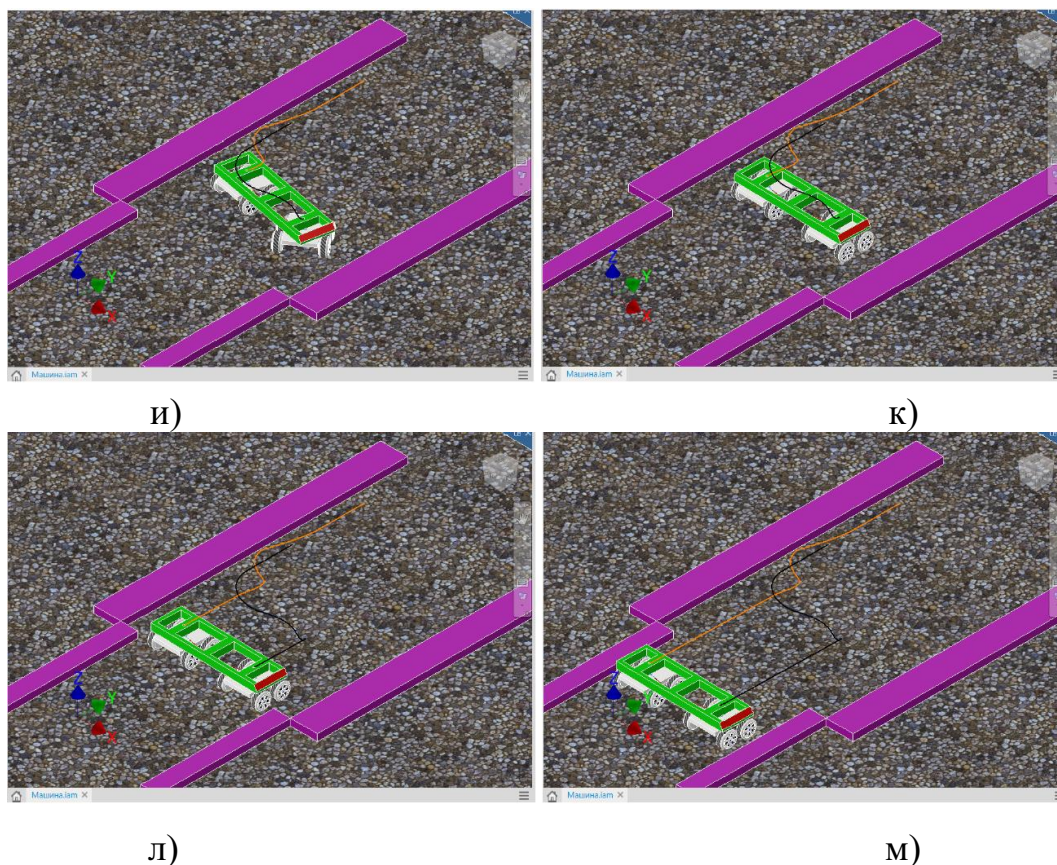


Рисунок 4.16, аркуш 2

Вже на стадії моделювання, можливо визначити актуальність та ефективність запропонованих технічних рішень при розробці зразків нової техніки, дозволяє провести попередні розрахунки і уникнути значних витрат при виробництві. За допомогою створеного комп'ютерного прототипу можна визначити основні характеристики майбутнього виробу, провести аналіз, модернізацію та необхідну модифікацію.

Основна перевага створення 3D-моделі в програмі “Inventor Professional” полягає у дослідженні роботи машини при різних режимах роботи, які в реальних умовах було б важко досягти за рахунок багатьох факторів, пов’язана, зокрема, з високою вартістю машини, умовами безпеки, відсутності матеріальної бази та ін.

4.3 Висновки за розділом 4

1. Проведені експериментальні дослідження масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання підтвердили ефективність керування переднім поворотним мостом за рахунок створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Оскільки крутні моменти на валах електродвигунів пропорційні струму, то в результаті випробувань було визначено взаємозв'язок між кутом повороту переднього мосту α та співвідношенням струмів K_I електродвигунів лівого та правого передніх коліс.

2. Аналіз отриманої залежності кута α повороту переднього мосту від співвідношення K_I токів у ланцюгах живлення електромоторів переднього лівого і правого коліс виявив високу керованість моделі. Граничний кут повороту $\alpha=20^0$ переднього поворотного мосту досягається при співвідношенні токів $K_I \leq 0.59$.

3. 3D моделювання руху чотиривісної машини з двома поворотними двовісними платформами проведено за допомогою потужного пакету твердотільного моделювання Autodesk Inventor, тому що запропонована в ньому технологія цифрових прототипів надає комплексний гнучкий набір засобів для 3D проектування, візуалізації, інструментальної обробки, аналізу і розрахунків, а також створення документації.

4. Побудована загальна модель шасі чотиривісної машини, особливостями якої є те, що вона дозволяє незалежно керувати кутом повороту передньої та задньої платформ. У ході віртуального експерименту проведено моделювання маневрування чотиривісної машини для трьох варіантів: розворот шасі для руху у зворотному напрямку; зміна напрямку руху через розворот шасі – складний маневр; розворот шасі для руху боком.

5. Аналіз віртуальних досліджень показав, що керування передньою, задньою або разом обома поворотними платформами є перспективним

напрямок підвищення маневреності колісних машин.

Отримані у розділі результати опубліковані у працях [6, 12, 13].

ВИСНОВКИ

Дисертація містить нове вирішення наукового завдання, яке полягає в створенні нових методів і системи рульового керування, які дозволяють спростити конструкції ходової частини та рульового керування колісних машин, в яких є достатній будівельний об'єм над ведучими мостами.

1. Аналіз літературних джерел та патентних пропозицій дозволив зробити наступні висновки:

- при наявності поворотних мостів, створення різниці дотичних реакцій дороги на колесах різних бортів дозволяють полегшити керування автомобілем;
- найбільш простим способом створення різниці дотичних реакцій дороги є використання на колесах електро- чи гідромоторів.

2. В результаті дослідження, що проведено, запропоновано і захищено патентами на корисну модель два способу керування поворотом і оригінальна конструкція переднього поворотного мосту, які дозволяють за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на колесах створити крутний момент для повороту переднього мосту. Використання запропонованих технічних рішень дозволяє підвищити маневреність колісної машини за рахунок поліпшення керованості. При цьому гальмування внутрішнього колеса при вході до повороту і зовнішнього колеса при виході з повороту дозволяє поширити діапазон зміни поворотного моменту на передньому мосту.

3. Побудована математична модель кругового руху переднього поворотного мосту дозволяє у подальшому розробити алгоритм раціонального управління рухом двовісного автомобіля на повороті. Отримані залежності для автомобілів з незалежним приводом кожного з передніх коліс дозволяють визначити показники поворотності (кутова швидкість в площині дороги) та керованості (кутове прискорення в площині дороги) при створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту. Моделювання різних законів зміни за часом різниці крутних моментів на передніх колесах двовісного автомобіля дозволило проаналізувати характер зміни кутової

швидкості автомобілів з електро-мотор колесами переднього мосту (незалежним приводом окремих коліс). Отримані результати дозволяють у подальшому синтезувати закони керування поворотом переднього мосту при маневруванні двовісних колісних машин.

4. Запропоновані способи повороту багатовісних автомобілів за рахунок використання поворотних мостів дозволяє підвищити маневреність цих машин і зменшити опір повороту. Спосіб повороту за рахунок використання двовісних поворотних платформ дозволяє зменшити радіус повороту, забезпечити рух “крабом”, боком, відносно власної осі. Аналіз, що проведено, дозволив виявити вплив різних факторів на крутний (поворотний) момент. При збільшенні тяглового зусилля, що створюється на колесах поворотної платформи, тим вище крутний момент і більше повинна бути доля K' розподілу сумарної тягової сили на колеса внутрішнього борту. Зі збільшення вертикального навантаження на двовісну поворотну платформу і збільшення відношення колії B платформи до її бази L_T показник K' повинен збільшуватися.

Зменшити опір повороту двовісної поворотної платформи можливо за рахунок використання технічного рішення, в якому колеса мають можливість переміщення відносно осі.

5. Визначення впливу коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою φ та коефіцієнта використання зчіпної ваги M_x на закон управління різницею дотичних реакцій на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів дозволило отримати наступне:

- при відносно малих значеннях $M_x(P_k)$ для подолання опору повороту платформи необхідно колеса внутрішнього борту загальмовувати;
- при значенні $M_x < 0,4$ і $\varphi = 0,8$ для двовісних платформ, що мають $\varphi = B / L_T$ і знаходиться у межах $[0,2; 0,6]$ керування повороту за рахунок створення різниці тяглових зусиль на бортах неможливо;
- визначення максимально припустимого значення коефіцієнту

використання зчїпної ваги $M_{x_{\max}}$ дозволило зробити висновок про те, що при вході до повороту і $M_x < M_{x_{\max}}$ потрібно загальмувати колеса внутрішнього борту, а при $M_x \geq M_{x_{\max}}$ потрібно створювати різницю тяглових зусиль на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів;

– отримана залежність для коефіцієнту K'' розподілу тяглових зусиль на колеса зовнішнього борту ($K'' = 1 - K'$) при виході з повороту показала, що залежність $K''(M_x; U)$ змінюється за тим же законом, що і $K''(M_x; U)$ при вході до повороту;

– при виході з повороту и малих значеннях M_x (на відміну від входу до повороту) потрібно загальмовувати не внутрішні, а зовнішні колеса.

6. Запропонований новий спосіб керування рухом двовісної поворотної платформи при вході в поворот та виходу з нього дозволяє створити закони регулювання розподілу тяглових зусиль між бортами, що поліпшить подолання опору повороту двовісної платформи і поліпшить якість управління. Використання двох двовісних поворотних платформ дозволяє підвищити кількість ступенів рухливості чотиривісного автомобіля за рахунок збільшення кількості незалежних керуючих впливів. У порівнянні з традиційною схемою повороту запропоноване технічне рішення дозволяє збільшити кількість ступенів рухомості від $H = 2$ до $H = 10$.

7. Проведені експериментальні дослідження масштабної моделі енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання підтвердили ефективність керування переднім поворотним мостом за рахунок створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Аналіз отриманої залежності кута α повороту переднього мосту від співвідношення K_I токів у ланцюгах живлення електромоторів переднього лівого і правого коліс виявив високу керованість моделі.

8. 3D моделювання руху чотиривісної машини з двома поворотними двовісними платформами проведено за допомогою потужного пакету твердотільного моделювання Autodesk Inventor. Побудована загальна модель

шасі чотиривісної машини, особливостями якої є те, що вона дозволяє незалежно керувати кутом повороту передньої та задньої платформ. У ході віртуального експерименту проведене моделювання маневрування чотиривісної машини для трьох варіантів: розворот шасі для руху у зворотному напрямку; зміна напрямку руху через розворот шасі – складний маневр; розворот шасі для руху боком. Аналіз віртуальних досліджень показав, що керування передньою, задньою або разом обома поворотними платформами є перспективним напрямком підвищення маневреності колісних машин.

Отримані результати можуть бути використані під час проведення наукових досліджень щодо підвищення динамічних властивостей колісних машин та автомобільної техніки, створення нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини.

Результати дисертації впроваджено в практичну діяльність Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків), Національної академії Національної гвардії України (м. Харків), ПрАТ “НВО Практика”.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту / В.П. Гармаш та ін. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: Державний біотехнологічний університет. 2021. № 23. С. 122–131.
2. Гармаш В.П., Подригало М.А., Побережний А.А. Поліпшення маневреності чотиривісних автомобілів збільшенням числа ступенів рухливості ходової частини. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2022. том 1. № 39. С. 38–41. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/1/39/263364>.
3. Гармаш В.П. Керування процесом маневрування чотириколісного спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2022. том 2. № 40. С. 19–25. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/2/40/270518>.
4. Vyacheslav Garmash Improving The Maneuverability Of Vehicles By Using Front Swivel Axles With Separate Electric Wheels. Mikhail Podrigalo, Nikolay Artiimov, Stanislav Horielyshev, Igor Boikov, Dmitro Baulin, Aleksandr Nakonechnyi, Serhii Sukonko, Natalia Gleizer, Natalia Yurieva. EUREKA: Physics and Engineering, 2023. Number 3(41). P. 29–39. DOI: 10.21303/2461-4262.2023.002838.
5. Поліпшення маневреності колісного транспортного засобу шляхом вдосконалення способу управління поворотом / В.П. Гармаш та ін. Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. Харків: НТУ “ХПІ”. 2023. №1. С. 68–76. DOI: 10.20998/2079-0775.2023.1.07.
6. Черніков О.В., Гармаш В.П. 3D моделювання процесу маневрування

чотирирівнісного колісного шасі з двома поворотними платформами. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2023. Том 1. № 41. С. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2023/1/41/280889>.

7. Подригало М.А., Гармаш В.П., Закапко О.Г., Манжура С.А. Підвищення маневреності автомобілів застосуванням поворотних мостів. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : зб. тез доп. IX всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Харків, 29 жовт. 2020 р. Харків: НА НГУ, 2020. С. 245.

8. Подригало М.А., Побережний А.А., Баулін Д.С., Горелишев С.А., Гармаш В.П. Поліпшення повертання чотирирівнісних 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>.

9. Подригало М.А., Гармаш В.П. Підвищення показників керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту. Спільні дії військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та шляхи вирішення в умовах воєнного стану : зб. тез доп. IV міжнародної наук.-практ. конф., м. Одеса, 20 жовт. 2022р. Одеса: Військова академія, 2022. С. 44.

10. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Гармаш В.П. Оцінка динаміки повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах. Застосування Сухопутних військ ЗСУ у конфліктах сучасності (за досвідом забезпечення національної безпеки і оборони у російсько-українській війні в 2022 році) : зб. тез доп. міжвід. наук.-практ. конф., м. Львів, 17 листоп. 2022р. Львів: Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, 2022. С. 318.

11. Подригало М.А., Гецович Е.М., Гармаш В.П. Новий спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів

: зб. тез доп. XI міжнародної наук.-практ. конф., м. Харків, 28 жовт. 2022р. Харків: НА НГУ, 2022. С. 228-231.

12. Подригало М.А., Горєлишев С.А., Гармаш В.П. Обґрунтування напрямків модернізації та створення нових зразків броньованої колісної техніки Національної гвардії України. Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України : зб. тез доп. всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 23 лют. 2023р. Харків. НА НГУ, 2023. С. 88–90.

13. Подригало М.А., Черніков О.В., Гармаш В.П., Горєлишев С.А., Баулін Д.С. Моделювання процесу маневрування чотиривісної машини : зб. тез доп. міжнарод. наук.-практ. конф., м. Кам'янське, 16-18 трав. 2023р., Кам'янське. Дніпровський державний технічний університет, 2023. С. 26–28;

14. Динаміка повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах / Гармаш В.П. та ін. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: Державний біотехнологічний університет. 2021. № 24. С. 64–71.

15. Гармаш В.П., Єманов В.В., Споришев К.О. Модель прогнозування обсягу виходу з ладу озброєння та військової техніки підрозділів Національної гвардії України. Вчені записки Таврійського Національного університету імені В.І.Вернадського. Серія технічні науки. 2021. Том 32 (71). № 1. частина 2. С. 87–91.

16. Патент України № 151645 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/20. Спосіб керування поворотом автомобіля. М.В. Байцур, М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, С.А. Горєлишев, В.П. Гармаш, А.А. Побережний : № у 2021 07650; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

17. Патент України № 151646 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/00, B60W 10/20. Керований поворотний міст колісного транспортного засобу. М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, В.П. Гармаш, В.М. Третьяк, А.І. Нікорчук : № у 2021 07655; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

18. Патент України № 151647 на корисну модель МПК (2006.01) B60W

10/20. Спосіб керування поворотом транспортного засобу. М.В. Байцур, М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, В.П. Гармаш, В.М. Третьяк, А.І. Нікорчук: № у 2021 07664; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

19. Патент України № 151648 на корисну модель МПК (2006.01) F16D 65/00, F16D 65/56. Спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм. Є.М. Гецович, М.А. Подригало, В.П. Гармаш: № у 2021 07683; заявл. 28.12.2021; опубл. 25.08.2022, Бюл. № 34/2022.

20. Патент України № 151941 на корисну модель МПК (2006.01) B60W 10/20. Спосіб управління рухом чотиривісного транспортного засобу. М.В. Байцур, Д.С. Баулін, В.О. Богомолів, В.П. Гармаш, С.А. Горелишев, Р.О. Кайдалов, О.О. Морозов, А.А. Побережний, М.А. Подригало: № у 2021 07634; заявл. 28.12.2021; опубл. 05.10.2022, Бюл. № 40/2022.

21. Dresig, H and Holzweißig, F: Dynamics of Machinery, Springer, Berlin, 2010.

22. Ясній П.В., Гудь В.З., Пиндус Ю.І. 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.

23. Glazkov YU. E., Glazkova M. M., 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.

24. Вороніна І.Ф. Поліпшення показників маневреності триланкових сидельно-причіпних автопоїздів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Київ, 2006. 20 с.

25. A. Turenko, M. Podrigalo, D. Klets etc. A method of evaluating vehicle controllability according to the dynamic factor // Eastern-European Journal of enterprise technologies. 2016. 3/7(81). С.29–33.

26. Стійкість і керованість автомобіля: критерії та фактори URL: <http://nauka-tehnika.com.ua/news/13783/> (дата звернення: 14.02.2023).

27. Olley M. Stable and unstable steering / M. Olley // General motors. – 1934 (Report). P. 19–28.
28. Стельмашук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Київ, 2005. 17 с.
29. 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.
30. 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.
31. Подригало М.А., Клец Д.М., Гацько В.І. та ін. Оцінка стійкості та керованості багатовісних автомобілів. Наукове забезпечення службово- бойової діяльності внутрішніх військ МВС України : зб. тез доп. V наук.-практ. конф., м. Харків, 28 берез. 2013 р. Харків: Академія ВВ МВС України, 2013. С 96-97.
32. Gillespie, Thomas. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International. 1992. 520 p. ISBN 1560911999.
33. 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.
34. Rajesh Rajamani. Vehicle Dynamics and Control. Second Edition. Springer Dordrecht. 2012. 497 p. ISSN 0941-5122.
35. 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>.
36. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.02 / Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2008. 19 с.
37. 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>

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

39. 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

40. Мазін О.С. Оцінка додаткових втрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. Наукові нотатки: Міжвузівський збірник(за галузями знань “Технічні науки”) Луцьк: ЛНТУ, 2017. Вип. 57 (січень-березень). С. 111–114.

41. Клец Д.М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів : дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.20 / Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2015. 528 с

42. 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

43. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.02 / Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. 40 с.

44. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. Great Britain, Wiley, 2008. 560 p. ISBN 0470170387

45. Ellis J.R. Vehicle Dynamics.-London: Business Books Limited ,1969/ 226 pp. 220.

46. Podrigalo M., Turenko A., Bogomolov V. et al., “Increase of stability for Motor Cars in Service Braking”. SAE Technical Paper 2018-01-1880, 2018, Doi:

10.4271/2018-01-1880.

47. Зав'ялова Л.І. Дослідження впливу кількості коліс на стійкість прямолінійного руху багатовісного автомобілю на деформованих пневматиках : зб. тез доп. 47 наук. конф. Полтавського технічного університету. Полтава, 1995. С.94.

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

49. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11 / Харків, 2014. 41 с.

50. Клец Д.М. Вплив експлуатаційних факторів та технічного стану автомобіля на його стійкість проти заносу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05-22-20 / Харків, 2009. 20 с.

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

52. 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.

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

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

55. Бобошко О.А. Яценко К.Г. Аналіз властивостей маневреності засобів рухомості зенітних ракетних комплексів та вибір критеріїв їх оцінки. Системи озброєння і військова техніка. 2013. №4(36). С.40–43.

56. Коденко М.Н. Динаміка управління рухом гусеничних тракторів. Харків: Вища школа. 1983. 127 с.

57. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.02 / Харків. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2019. 40 с.

58. 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.

59. 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.

60. Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Закапко О.Г. Оцінка стійкості переднього поворотного мосту при усталеному русі тракторного самохідного шасі. Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія Машинознавство. 2023. №1. С. 76–81.

61. 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.

62. 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.

63. Kirk VanGelder Fundamentals of Automotive Technology. USA, Jones & Bartlett Learning, 2017. 1866 p. ISBN 128410995X.

64. 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., м.Луцьк, 26-27 черв. 2020 р. Луцьк. С.117–121.

65. 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., м. Харків, 12-13 груд. 2019 р. Харків: ХНТУСГ, 2019. С. 143.

66. 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 ін.: № у 2020 060; заявл. 21.09.2020; опубл. 10.02.2021, Бюл. № 6/2021.

67. 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.

68. 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.

69. 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.

70. 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 ін.: № у 2021 07680; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37/2022.

71. 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.

72. 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>.

73. 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.

74. Dean Karnopp Vehicle Dynamics, Stability, and Control 2nd Edition. CRC Press, 2013. 326 p.

75. Доброгорський М.В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху : автореф. дис. ... канд. техн.наук : 05.22.02 / Харків, 2006. 20с.

76. Туренко О.І. Підвищення стійкості, керованості і функціональної стабільності легкових автомобілів при службових гальмуваннях: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Харків, 2018. 20 с.

77. В. П. Сахно, І. С. Мурований, В. Е. Селезньов До визачення показників маневреності шарнірно-зчленованих автобусів. Вісник машинобудування та транспорту. 2017. вип. 2. С. 92–100.

78. Абдулгазіс У., Абрамов Д.В., Артьомов М.П., Гацько В.І., Забелишенський З.Е., Клец Д.М., Назарько О.О., Подригало М.А., Полянський О.С., Потапов М.М., Файст В.Л. Динаміка колеса автомобіля : монографія / Харків: ХНАДУ, 2019. 199 с.

79. Masato Abe. Vehicle Handling Dynamics. Oxford : Elsevier Butterworth Heinemann., 2009. 291 p.

80. Патент на корисну модель України МПК В60W 10/20. Поворотний візок багатовісного транспортного засобу. Баулін Д.С., Богомолів В.О., Горелишев С.А., Морозов О.О., Побережний А.А., Подригало М.А.

81. Klets D.M. Modeling of mobil vehicle skid in traction movement mode// Motrol Commision and energetics in agriculture.-Lublin-Rzeslow, 2013. Vol.15. № 7. P.157–162.

82. Подригало М.А., Клец Д.М. Визначення раціональних параметрів динамічної стабілізації курсового кута при русанні автомобіля. Вісник ВПІ. Вінниця, 2014. №2(113). С.95–101.

83. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин / М.П. Абрамов та ін. Механіка та машинобудування. Харків: НТУ “ХПІ”. 2012. №2. С. 127–135.

84. Артьомов М.П., Подригало М.А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінки керованості мобільних машин. Технології ХХІ сторіччя: зб. тез доп. 16-ої Міжнарод. конф. СНАУ. 6-11 верес. 2010 р. Частина 1. С. 14.

85. About Dynamic Simulation Kinematics in Autodesk Inventor. URL: <https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2021/ENU/?guid=GUID-2D2E9683-DD26-43AE-89A3-70014361EDD6> (дата звернення: 20.04.2023).

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію
результатів дослідження

А.1 Список публікацій здобувача, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Гармаш В.П. Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту. М.А. Подригало, Д.С. Баулін, С.А. Горелишев, А.А. Побережний. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків: Державний біотехнологічний університет. 2021. № 23. С. 122-131.
2. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності чотиривісних автомобілів збільшенням числа ступенів рухливості ходової частини. М.А. Подригало, А.А. Побережний. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2022. том 1, № 39. С. 38-41. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/1/39/263364>
3. Гармаш В.П. Керування процесом маневрування чотириколісного спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2022. том 2, № 40. С. 19–25. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2022/2/40/270518>
4. Vyacheslav Garmash Improving The Maneuverability Of Vehicles By Using Front Swivel Axles With Separate Electric Wheels. Mikhail Podrigalo, Nikolay Artiymov, Stanislav Horielyshev, Igor Boikov, Dmitro Baulin, Aleksandr Nakonechnyi, Serhii Sukonko, Natalia Gleizer, Natalia Yurieva. EUREKA: Physics and Engineering, 2023. Number 3(41), P. 29–39, DOI: 10.21303/2461-4262.2023.002838.
5. Подригало М.А. Поліпшення маневреності колісного транспортного

засобу шляхом вдосконалення способу управління поворотом / М.А. Подригало, В.П. Гармаш, С.А. Горелишев, Д.С. Баулін, Г.Г. Яровой, І.І. Сидоренко // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. 2023. №1. С. 68-76. DOI: 10.20998/2079-0775.2023.1.07.

6. Черніков О.В. 3D моделювання процесу маневрування чотиривісного колісного шасі з двома поворотними платформами / О.В. Черніков, В.П. Гармаш // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. Харків: Національна академія Національної гвардії України. 2023. Том 1, № 41. С. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2023/1/41/280889>.

А.2 Список публікацій здобувача, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Подригало М.А., Гармаш В.П., Закапко О.Г., Манжура С.А. Підвищення маневреності автомобілей застосуванням поворотних мостів. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : зб. тез доп. ІХ всеукраїнської наук.-практ. конф., м. Харків, 29 жовт. 2020 р. Харків: НА НГУ, 2020. С. 245.
2. 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. ІІ 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>.
3. Подригало М.А., Гармаш В.П. Підвищення показників керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту. Спільні дії військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та шляхи вирішення в умовах воєнного стану : матеріали ІV

- міжнародної наук.-практ. конф., м. Одеса, 20 жовт. 2022р. Одеса: Військова академія, 2022. С. 44.
4. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Гармаш В.П. Оцінка динаміки повороту переднього мосту автомобіля при різниці крутних моментів на колесах. Застосування Сухопутних військ ЗСУ у конфліктах сучасності (за досвідом забезпечення національної безпеки і оборони у російсько-українській війні в 2022 році) : матеріали міжвід. наук.-практ. конф., м. Львів, 17 листоп. 2022р. Львів: Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, 2022. С. 318.
 5. Подригало М.А., Гецович Е.М., Гармаш В.П. Новий спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм. Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : зб. тез доп. XI міжнародної наук.-практ. конф., м. Харків, 29 жовт. 2022р. Харків: НА НГУ, 2022. С. 228-231.
 6. Подригало М.А., Горелишев С.А., Гармаш В.П. Обґрунтування напрямків модернізації та створення нових зразків броньованої колісної техніки Національної гвардії України. Проблеми оперативного та логістичного забезпечення складових сектору безпеки і оборони України : зб. тез доп. всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 23 лют. 2023р. Харків. НА НГУ, 2023. С. 88-90.
 7. Подригало М.А., Черніков О.В., Гармаш В.П., Горелишев С.А., Баулін Д.С. Моделювання процесу маневрування чотиривісної машини : зб. тез доп. міжнарод. наук.-практ. конф., м. Кам'янське, 16-18 трав. 2023р., Кам'янське. Дніпровський державний технічний університет, 2023. С. 26-28.

ДОДАТОК Б

Акти впровадження результатів дослідження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший заступник начальника
Національної академії
Національної гвардії України з
навчальної та методичної роботи
кандидат військових наук,
старший науковий співробітник
полковник



Владислав ЄМАНОВ

А К Т

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Гармаша В'ячеслава Петровича
в навчальному процесі та науковій діяльності Національної академії
Національної гвардії України

Комісія у складі: голови – доктора технічних наук професора Кайдалова
Руслана Олеговича заступника начальника Національної академії Національної
гвардії України з наукової роботи

та членів комісії:

доктора військових наук професора Бацамута Володимира Миколайовича
заступника начальника Науково-дослідного центру службово-бойової
діяльності Національної гвардії України Національної академії Національної
гвардії України – начальника науково-дослідної лабораторії службово-бойової
застосування Національної гвардії України;

кандидата технічних наук Нікорчука Андрія Івановича начальника
кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії
України;

кандидата технічних наук доцента Шаповалова Олександра Ігоревича
заступник начальник кафедри автобронетанкової техніки Національної академії
Національної гвардії України,

склали дійсний акт про те, що наукові результати, що отримані та
запропоновані Гармашем Вячеславом Петровичем у дисертаційному
дослідженні на здобуття наукового ступеня доктора філософії,
використовуються в навчальному процесі та науковій діяльності, а саме:

– вплив різниці дотичних реакцій дороги на колесах щодо динаміку руху
переднього моста під час здійснення його повороту;

– теорія повороту колісних машин динамічним способом у напрямку динаміки поворотних мостів колісних машин з незалежним приводом окремих коліс;

– методика оцінки маневреності колісних машин по кількості ступенів рухливості ходової частини в напрямку багато вісного автомобіля з двовісними поворотними платформами.

– практичні рекомендації щодо вибору умови, за котрою керування поворотом мостів і поворотних платформ потрібно здійснювати за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах, або гальмування коліс одного з бортів.

Практичне значення одержаних результатів полягає в створенні нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини, що дозволяє підвищити маневреність колісних машин.

Зазначені наукові результати були використанні у звіті з науково-дослідної роботи “Наукові основи створення спеціального шасі з комбінованою енергетичною установкою для колісної техніки Національної гвардії України”, шифр – “Шасі-К” (держ. реєстр № 0121U107478), що виконана на замовлення Начальника академії Національної гвардії України.

Крім того, наукові результати дисертаційного дослідження використані на кафедрі автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України під час викладання дисциплін “Автомобільна техніка” та “Енергетичні установки”.

Голова комісії

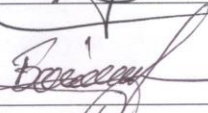
доктор технічних наук професор



Руслан КАЙДАЛОВ

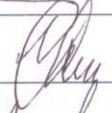
Члени комісії:

доктор військових наук професор



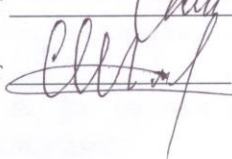
Володимир БАЦАМУТ

кандидат технічних наук доцент



Андрій НИКОРЧУК

кандидат технічних наук доцент



Олександр ШАПОВАЛОВ

05 07 2023 р

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник ректора ХНАДУ
наукової роботи, професор

Дія Дмитрієв

27 06 2023

А К Т

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Гармаша В'ячеслава Петровича
в навчальному процесі та науковій діяльності Харківського Національного
автомобільно-дорожнього університету

Комісія у складі: голови – професора, завідувача каф. ТМ і РМ
Подригало Михайла Абовича та членів комісії: - професора каф. ТМіРМ
Полянського Олександра Сергійовича, доцента каф.ТМіРМ Шеїна Віталія
Сергійовича дійшли висновку, що отримані та запропоновані наукові
результати дисертаційного дослідження Гармаша В'ячеслава Петровича на
здобуття наукового ступеня доктора філософії, мають суттєву ступень новизни,
необхідний теоретичний рівень, практичну значимість, є достатньо
обґрунтованими та актуальними. Результати дослідження Гармаша В'ячеслава
Петровича впроваджені у в навчальному процесі та науковій діяльності
Харківського Національного автомобільно-дорожнього університету, а саме:

- для оцінювання впливу різниці дотичних реакцій дороги на колесах
на динаміку руху переднього моста при здійсненні його повороту;
- для обґрунтування практичних рекомендацій щодо вибору умов, за
якими керування поворотом мостів і поворотних платформ потрібно
здійснювати за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах, чи
загальмування коліс одного з бортів.

– для оцінки маневреності колісних машин по кількості ступенів рухливості ходової частини в напрямку багато вісних автомобілів з двовісними поворотними платформами.

– удосконалена теорія повороту колісних машин динамічним способом у напрямі динаміки поворотних мостів колісних машин з незалежним приводом окремих коліс.

Практичне значення одержаних результатів полягає в створенні нових способів керування поворотом колісних машин і оригінальних конструкцій елементів ходової частини, що дозволяє підвищити маневреність колісних машин.

Зазначені наукові результати були використанні у звітах з науково-дослідної роботи “Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної гвардії України” (держ. реєстр № 0121U109610), що виконана у відповідності до плану держбюджетних НІР МОН України та “Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання” (договір №ДЗ/141-2022 від 25 жовтня 2022 р., держ. реєстр № 0122U200935).

Крім того, наукові результати дисертаційного дослідження використані на кафедрі «Технології машинобудування і ремонту машин» при викладанні дисципліни «Основи наукових досліджень».

Голова комісії



Члени Комісії

20 06 2023 р



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор

ПрАТ “НВО “Практика”

Сергій ЗАЙЧЕНКО

. 2023



А К Т

про реалізацію результатів дисертаційного дослідження
здобувача ступеня доктора філософії

Гармаша В'ячеслава Петровича

Комісія у складі: голова – заступник директора ПрАТ “НВО Практика” кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Кривий Віктор Іванович та членів комісії: начальник конструкторського бюро ПрАТ “НВО Практика” Захаревич Дмитро Миколайович, начальник управління сертифікації, стандартизації та якості ПрАТ “НВО Практика” Шарий Сергій Петрович встановила, що результати дисертаційного дослідження здобувача наукового ступеня доктора філософії Гармаша В'ячеслава Петровича, мають суттєву ступень новизни, необхідний теоретичний рівень, практичну значимість, є достатньо обґрунтованими та актуальними, а саме:

– новий спосіб керування рухом двовісної поворотної платформи при вході в поворот та виходу з нього, який дозволяє створити закони регулювання розподілу тяглових зусиль між бортами та поліпшить подолання опору повороту двовісної платформи і поліпшить якість управління;

– встановлено вплив коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою та коефіцієнта використання зчіпної ваги на закон управління різницею дотичних реакцій на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів;

– практичні рекомендації щодо вибору умови, за якими керування поворотом мостів і поворотних платформ потрібно здійснювати за рахунок створення різниці крутних моментів на колесах, чи загальмування коліс одного з бортів.

Результати дисертаційного дослідження здобувача наукового ступеня доктора філософії Гармаша В'ячеслава Петровича дозволяють підвищити динамічні властивості броньованих колісних машин та військової автомобільної техніки, а також здійснювати оцінку бойової живучості зазначеної техніки на етапі виготовлення нових та модернізації існуючих її зразків.

Акт не є підставою для фінансових розрахунків.

Голова комісії

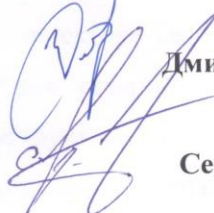
Заступник директора
ПрАТ "НВО Практика" ктн, снс



Віктор КРИВИЙ

Члени комісії:

Начальник конструкторського бюро
ПрАТ "НВО Практика"



Дмитро ЗАХАРЕВИЧ

Начальник управління сертифікації,
стандартизації та якості ПрАТ "НВО
Практика"



Сергій ШАРИЙ

« 13 ». 07 . 2023

ДОДАТОК В

Патенти на корисну модель





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **151645** (13) **U**

(51) МПК

B60W 10/20 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

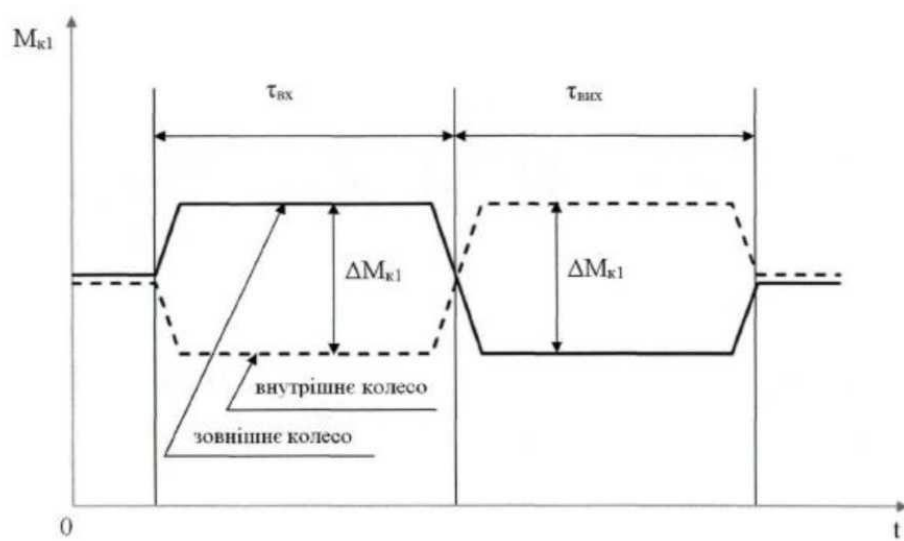
(21) Номер заявки: u 2021 07650	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 28.12.2021	Байцур Максим Вячеславович (UA),
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 26.08.2022	Гармаш Вячеслав Петрович (UA),
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 25.08.2022, Бюл.№ 34	Горелишев Станіслав Анатолійович (UA),
	Кайдалов Руслан Олегович (UA),
	Побережний Андрій Анатолійович (UA),
	Подригало Михайло Абович (UA)
	(73) Володілець (володільці):
	ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
	АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
	УНІВЕРСИТЕТ,
	вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA),
	НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
	НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ,
	майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61001 (UA)

(54) СПОСІБ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ АВТОМОБІЛЯ**(57) Реферат:**

Спосіб керування поворотом автомобіля включає створення різниці крутних моментів на колесах зовнішнього й внутрішнього бортів при вході в поворот і виході з повороту, причому різниця крутних моментів створюється на колесах поворотного мосту автомобіля, причому крутний момент на зовнішньому колесі більше, ніж крутний момент на внутрішньому колесі при вході в поворот, а при виході з повороту крутний момент на зовнішньому колесі створюють меншим, ніж на внутрішньому.

UA 151645 U

UA 151645 U



Фиг. 3

UA 151645 U

Корисна модель належить до способів керування поворотом автомобіля з поворотним переднім мостом і може бути використана для поліпшення маневреності останніх.

Відомий [1] спосіб керування поворотом автомобіля шляхом повороту переднього мосту, вертикальна вісь повороту зазначеного мосту проходить через середину колії переднього мосту.

Недолік відомого способу полягає в тому, що він використовується на причіпних ланках автомобілів. Поворот мосту здійснюють при появі кута між поздовжніми осями автомобіля-тягача й причепа. Поворот мосту здійснюється при повороті дишла причіпної ланки. Зазначений спосіб не може бути застосований на автомобілях, що є тягачами.

Найбільш близьким для пропонованого технічного рішення є спосіб [2] керування поворотом автомобіля, при якому створюють різницю крутних моментів між всіма колесами бортів, що забігає й відстає.

Недоліком такого рішення є те, що при здійсненні повороту в плямі контакту коліс із дорогою відбувається бічне ковзання шини й відбувається бічний увід. Зазначені явища приводять до збільшення моменту опору повороту, інтенсивного зношування шин і зниження маневреності автомобіля за рахунок великої величини радіуса повороту.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалювання способу керування поворотом автомобіля з переднім поворотним мостом за рахунок створення різниці крутних моментів на зовнішньому й внутрішньому стосовно центра повороту колесах. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що при вході в поворот створюють більший крутний момент на зовнішньому колесі, а менший по величині крутний момент - на внутрішньому. При виході з повороту створюють менший по величині крутний момент на зовнішньому колесі, а більший по величині крутний момент - на внутрішньому.

Суть корисної моделі пояснюється кресленням, де:

На фіг. 1 показана схема дії сил на автомобіль при вході в поворот.

На фіг. 2 показана схема дії сил на автомобіль при виході з повороту.

На фіг. 3 показана діаграма зміни крутних моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах при вході в поворот і виході з повороту.

При русі на повороті колеса заднього ведучого мосту створюють постійне тягове зусилля R_{k2} , що забезпечує поступальний рух автомобіля. При вході в поворот (фіг. 1) на зовнішньому колесі створюють більший крутний момент M'_{k1} , а на внутрішньому - менший по величині M''_{k1} . Зазначені крутні моменти створюють спрямовані в бік руху автомобіля дотичні реакції

$$R'_{k1} = \frac{M'_{k1}}{r_d}; \quad (1)$$

$$R''_{k1} = \frac{M''_{k1}}{r_d}; \quad (2)$$

де r_d - динамічний радіус колеса.

При $M'_{k1} > M''_{k1}$ й дотичній реакції $R'_{k1} > R''_{k1}$ різниця дотичних реакцій $R'_{k1} - R''_{k1}$ створює момент, що повертає передній міст на кут α .

При виході з повороту на внутрішньому колесі створюють більший, ніж на зовнішньому колесі крутний момент $M'_{k1} > M''_{k1}$. При цьому виникає дотична реакція сил на зовнішньому колесі менша по величині, ніж дотична реакція R'_{k1} на внутрішньому колесі.

Різниця дотичних реакцій на зовнішньому і внутрішньому колесах приводить до появи моменту, що повертає передній міст у нейтральне положення.

На діаграмі, представлений на фіг. 3, показана зміна крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесах при вході в поворот ($t_{вх}$ - час входу в поворот) і при виході з повороту ($t_{вих}$ - час виходу з повороту).

Таким чином, запропонований спосіб керування поворотом дозволяє підвищити маневреність автомобіля, знизити витрати зусилля й потужності, необхідні для виконання процесу повороту, а також знизити зношування шин.

Джерела інформації:

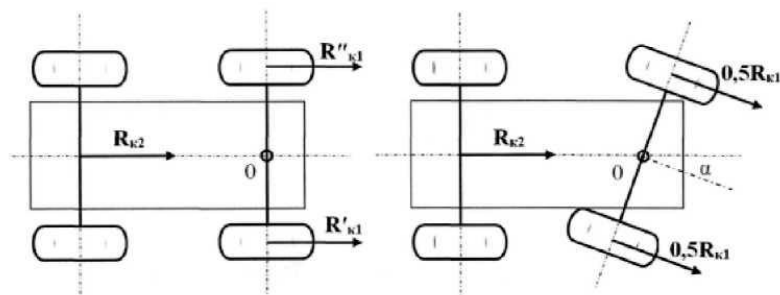
1. Краткий автомобильный справочник. 9-е изд. - М.: Транспорт, 1982. - 464 с.

2. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин. - Харьков: ХНАДУ, 2006. - 172 с.

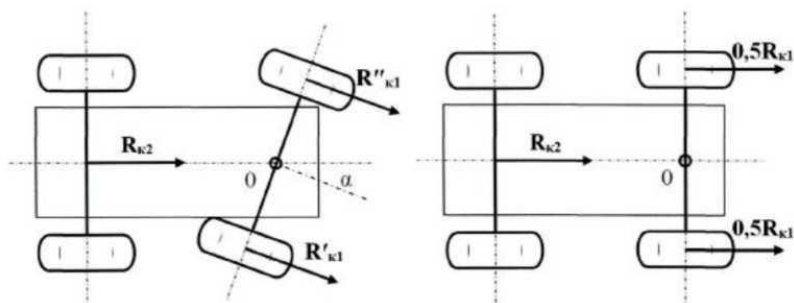
UA 151645 U

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 5 Спосіб керування поворотом автомобіля, що включає створення різниці крутних моментів на колесах зовнішнього й внутрішнього бортів при вході в поворот і виході з повороту, який **відрізняється** тим, що різниця крутних моментів створюється на колесах поворотного мосту автомобіля, причому крутний момент на зовнішньому колесі більше, ніж крутний момент на внутрішньому колесі при вході в поворот, а при виході з повороту крутний момент на зовнішньому колесі створюють меншим, ніж на внутрішньому.

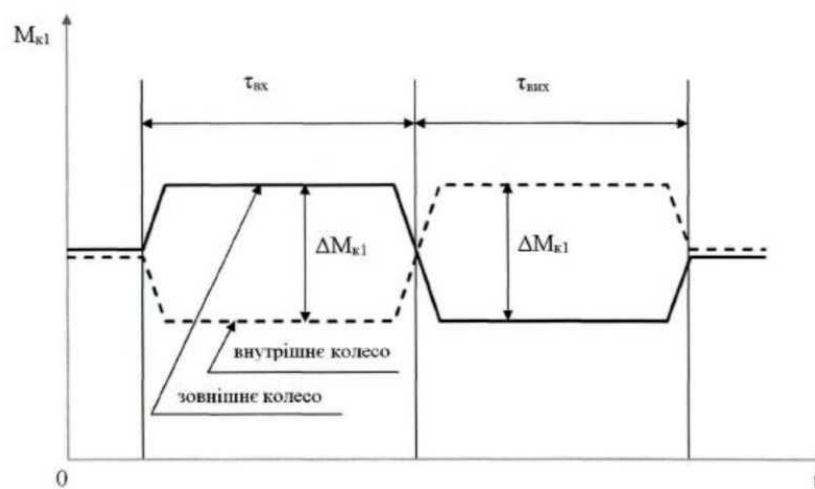


Фиг. 1



Фиг. 2

UA 151645 U



Фіг. 3

Комп'ютерна верстка В. Мацело

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **151646** (13) **U**
 (51) МПК (2022.01)
B60W 10/00
B60W 10/20 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
 "УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

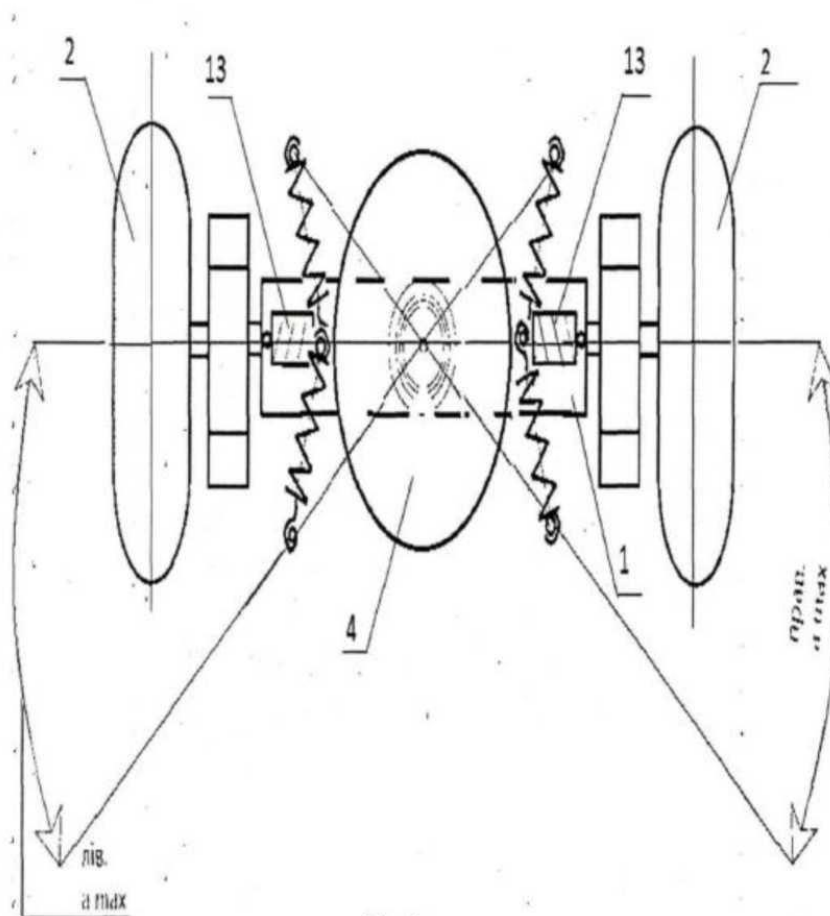
(21) Номер заявки: u 2021 07655	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 28.12.2021	Гармаш Вячеслав Петрович (UA),
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 26.08.2022	Кайдалов Руслан Олегович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Третьяк Віктор Михайлович (UA), Нікорчук Андрій Іванович (UA)
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 25.08.2022, Бюл.№ 34	(73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ, майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61001 (UA)

(54) КЕРОВАНІЙ ПОВОРОТНИЙ МІСТ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**(57) Реферат:**

Керований поворотний міст колісного транспортного засобу, балка якого має можливість повороту навколо вертикальної осі, центр якої знаходиться посередині між ведучими колесами, причому в балці мосту встановлено два мотори, вали яких перпендикулярні продольній осі колісного транспортного засобу та через кінцеві передачі пов'язані з ведучими колесами, вертикальна вісь жорстко пов'язана в її верхній частині із закріпленою від обертання горизонтальною платформою, поєднаною з підресорною частиною колісного транспортного засобу через паралельно встановлені пружні, демпфуючі елементи та дві штанги, встановлені на циліндричних шарнірах, осі яких паралельні одна-одній та перпендикулярні радіусу, який поєднує вісь шарніру та вісь повороту балки мосту, при цьому горизонтальна платформа поєднана пружинами з балкою керованого поворотного мосту.

UA 151646 U

UA 151646 U



Фиг. 2

UA 151646 U

Запропонована корисна модель належить до області машинобудування, а саме до систем керування поворотом колісних транспортних засобів з поворотним (направляючим) мостом, та можливо використовувати для підвищення маневреності зазначених машин.

Відомі системи керування поворотом транспортного засобу [1] з поворотним переднім мостом, встановленим на поворотному колі з шариком.

Недоліком відомої системи керування поворотом є те, що її встановлюють на причепах та призводять до дії лише під час зміни положень подовжньої осі. Крім того використовується передній відомий, а не ведучий міст колісного транспортного засобу-тягачу.

Найближчим аналогом є система управління поворотом колісного транспортного засобу з шарнірнозчленованими ланками [2]. Поворот колісного транспортного засобу здійснюється за рахунок зміни взаємного положення подовжніх осей секції відносно один одного. Зазначені зміни виникають за допомогою силових циліндрів, тиск в яких здійснюється за допомогою гідравлічного насоса.

Недоліком найбільш близького технічного рішення є необхідність подолання більшого моменту супротиву, який виникає внаслідок бокового ковзання передніх та задніх коліс, що потребує значних керуючих зусиль і втрат потужності двигуна.

В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення маневреності колісних транспортних засобів з переднім ведучим поворотним мостом, зниження зусиль та витрат потужності на керування процесом повороту. Ця задача вирішується за рахунок роздільного керування двома моторами (електричним або гідравлічним), встановленими в балці мосту та пов'язаними кожний з окремим колесом. Роздільне керування передніми колесами забезпечує поворот мосту, як під час входу в поворот, так і під час виходу з нього. Під час усталеного повороту роздільне керування передніми колесами дозволяє уникнути додаткового моменту опору повороту, утвореного різницею сил опору на зовнішньому і внутрішньому колесі переднього мосту. Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, де:

На фіг. 1 наведено схему установки переднього поворотного і ведучого мосту.

На фіг. 2 (вид зверху на передній поворотний міст) наведено схему установки стабілізуючих пружин.

Керований поворотний міст колісного транспортного засобу складається із балки 3 мосту, що має свободу повороту навколо вертикальної осі, розташований посередині між колесами 2. Для здійснення повороту виконана вертикальна вісь 1, до верхнього торця якої нерухомо закріплена горизонтальна платформа 4. Від повороту в горизонтальній площині платформу утримують дві телескопічні реактивні штанги 5. Телескопічні реактивні штанги встановлено на циліндричних шарнірах і одним кінцем 6, пов'язані з горизонтальною платформою 4, а другим кінцем 7 з підресорною частиною 8 колісного транспортного засобу. При цьому осі шарнірів 6 та 7 паралельні один одному та перпендикулярні радіусу осі шарніра та осі повороту балки, 3 мосту. В центральній частині горизонтальної платформи 4, паралельно телескопічним реактивним штангам 5, встановлено пружний елемент 9 та демпфіруючий елемент 10. В балку 3 мосту встановлено два мотори 11 (електричні або гідравлічні), осі валів яких перпендикулярні подовжній осі колісного транспортного засобу та пов'язані кожний зі своїм колесом 2, через кінцеву передачу 12. У верхній частині балки 3 мосту встановлено пружини 13, одним кінцем зв'язані з балкою 3 мосту, а другим кінцем з горизонтальною платформою 4.

Під час руху колісного транспортного засобу по прямій траєкторії, мотори 11 лівого та правого коліс 2, утворюють однакові крутні моменти. При цьому балка 3 мосту, поворотного мосту перебуває в рівновазі. Кут повороту мосту $\alpha=0$. Під час входу в поворот крутний момент на зовнішньому колесі збільшується за рахунок збільшення крутного моменту відповідного мотору 11, що передається через кінцеву передачу 12. Крутний момент на внутрішньому колесі, зменшують за рахунок зменшення крутного моменту відповідного мотору. У разі потреби здійснення повороту з мінімальним радіусом на внутрішньому колесі мотором можливо утворювати гальмівний момент. Різниця крутних моментів на колесах призводить до початку повороту балки 3 мосту навколо осі, яка проходить через середину балки 3 мосту. По закінченню входу в поворот мотори здійснюють різницю крутячих моментів.

$$M_{\text{кн}} - M_{\text{кв}} = \frac{f \cdot r_2}{u_k \cdot \eta_k} (R_{\text{ZH}} - R_{\text{ZB}}), \quad (1)$$

де $M_{\text{кн}}$; $M_{\text{кв}}$ - крутні моменти, утворювані моторами 11 зовнішнього і внутрішнього колеса 2;

f - коефіцієнт опору кочення коліс 2;

r_2 - динамічний радіус коліс 2;

u_k ; η_k - передаточне число та ККД кінцевої передачі;

R_{ZH} ; R_{ZB} - нормальні реакції дороги на зовнішньому і внутрішньому колесах 2.

UA 151646 U

По закінченні усталеного повороту та початку виходу з повороту на зовнішньому колесі утворюють менший крутний момент за рахунок зниження крутного моменту відповідного мотору, а на внутрішньому колесі збільшують крутний момент також за рахунок збільшення крутного моменту мотора внутрішнього колеса. Виникаюча при цьому різниця дотичних реакцій дороги з початку контакту коліс 2, з дорогою утворює момент, який повертає балку 3 мосту до нейтрального положення. Після завершення виходу із повороту на обох моторах 11 утворюються різні крутні моменти та балка 3 мосту перебуває в рівновазі та в нейтральному положенні.

Пружини 13 (Фіг. 2) утворюють силовий стабілізуючий момент під час короткочасних випадкових відхилень балки 3 мосту від нейтрального положення, а також допомагають поверненню балки 3 мосту до нейтрального положення під час виходу із повороту з відключеними моторами 11.

Пружини 9 і демпфіруючий 10 елементи забезпечують пружну підвіску керованого поворотного мосту відносно до підресорної частини 8 колісного транспортного засобу.

Таким чином, запропоноване технічне рішення забезпечує підвищення маневреності колісного транспортного засобу та знижує знос шин за рахунок заміни тертя повертання тертям качання на початку контакту шин з поверхнею дороги. Крім цього зменшуються витрати потужності двигуна колісного транспортного засобу на керування його поворотом.

Джерела інформації:

1. Скорочений автомобільний довідник. 9-е вид. - М.: Транспорт, 1982. - 464 с.
2. Рульові керування автомобілів/ І.П. Чайковський, П.А. Соломатін. - М.: Машинобудування, 1987. - 176 с.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Керований поворотний міст колісного транспортного засобу, балка якого має можливість повороту навколо вертикальної осі, центр якої знаходиться посередині між ведучими колесами, який **відрізняється** тим, що в балці мосту встановлено два мотори, вали яких перпендикулярні поздовжній осі колісного транспортного засобу та через кінцеві передачі пов'язані з ведучими колесами, вертикальна вісь жорстко пов'язана в її верхній частині із закріпленою від обертання горизонтальною платформою, поєднаною з підресорною частиною колісного транспортного засобу через паралельно встановлені пружини, демпфіруючі елементи та дві штанги, встановлені на циліндричних шарнірах, осі яких паралельні одна-одній та перпендикулярні радіусу, який поєднує вісь шарніру та вісь повороту балки мосту, при цьому горизонтальна платформа поєднана пружинами з балкою керованого поворотного мосту.

UA 151646 U

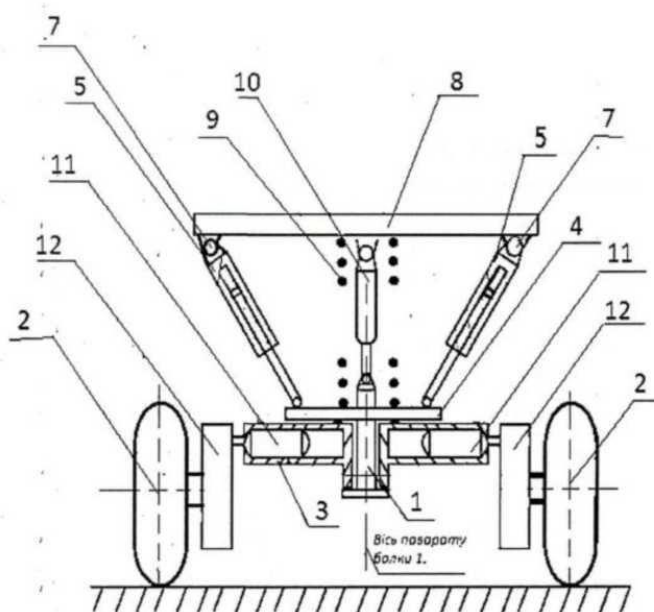


Fig. 1

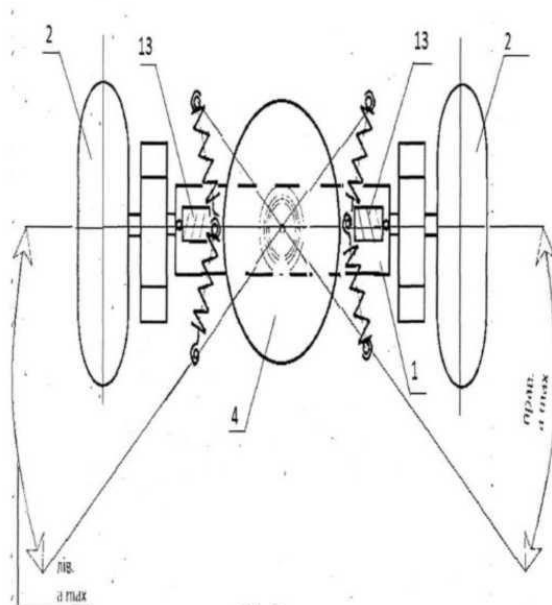


Fig. 2

Комп'ютерна верстка І. Скворцова

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 151647

СПОСІБ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ТРАНСПОРТНОГО
ЗАСОБУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей
25.08.2022.

В.о. Генерального директора
Державного підприємства
«Український інститут
інтелектуальної власності»



О.В. Опанасенко





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **151647** (13) **U**
 (51) МПК
B60W 10/20 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
 "УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2021 07664 (22) Дата подання заявки: 28.12.2021 (24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 26.08.2022 (46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 25.08.2022, Бюл.№ 34	(72) Винахідник(и): Байцур Максим Вячеславович (UA), Гармаш Вячеслав Петрович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Кайдалов Руслан Олегович (UA), Третьяк Віктор Михайлович (UA), Нікорчук Андрій Іванович (UA) (73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ, майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61001 (UA)
---	---

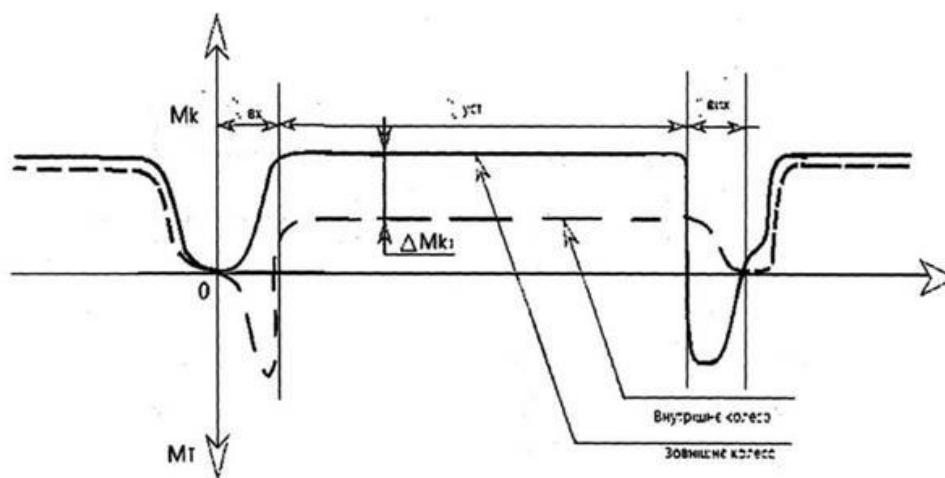
(54) СПОСІБ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

(57) Реферат:

Спосіб керування поворотом транспортного засобу, що включає почергове створення гальмівних моментів на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів під час входу у поворот та під час виходу із нього, причому у разі переднього поворотного (направляючого) мосту та вході у поворот створюють крутний момент на зовнішньому колесі переднього поворотного мосту, а гальмівний момент - на внутрішньому колесі цього моста; під час виходу з повороту створюють гальмівний момент на зовнішньому колесі, а крутний момент - на внутрішньому колесі; наразі в усталеній стадії повороту на обох колесах створюють два нерівних за величиною крутних моменти, різниця яких пропорційна різниці сил опору качання на цих колесах, а після закінчення повороту на обох колесах на обох колесах створюють однакові крутні моменти.

UA 151647 U

UA 151647 U



Фиг.2

Запропонована корисна модель належить до області машинобудування, а саме до способів керування поворотом колісних транспортних засобів з поворотним переднім мостом, і може бути використана для поліпшення їх маневреності.

Відомий спосіб керування поворотом транспортного засобу [1], що включає загальмування коліс одного борту, який під час входу в поворот здійснює короткочасне загальмування коліс внутрішнього борту, а під час виходу з повороту - короткочасне загальмування коліс зовнішнього забіжного борту. Це забезпечує підвищення керованості транспортного засобу під час входу в поворот та під час виходу з нього.

Недоліком відомого способу є те, що він не дозволяє забезпечити поворот транспортного засобу при невеликих швидкостях та під час розвороту на місці. Крім того він не забезпечує керування транспортним засобом в усталеній стадії повороту.

Найбільш близьким до запропонованого способу технічним рішенням [2] є спосіб керування поворотом транспортного засобу, під час якого одночасно з початком повороту направляючих коліс здійснюють відключення від джерела тиску робочого тіла гальмівних механізмів цих коліс та коліс заднього візка зовнішнього забіжного борту, загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого борту), при цьому здійснюють збільшення подачі палива у двигун транспортного засобу, а після закінчення повороту припиняють загальмування коліс заднього візка внутрішнього відстаючого борту і гальмівні механізми направляючих коліс та коліс заднього візка зовнішнього забіжного борту підключаються до джерела тиску робочого тіла.

Недоліком найбільш близького технічного рішення [2] є те, що при його застосуванні на транспортних засобах з поворотною передньою віссю необхідно додатково використовувати рульове керування, також він не забезпечує керування транспортним засобом в усталеній стадії повороту.

В основу корисної моделі поставлено задачу вдосконалення способу керування поворотом транспортного засобу з переднім поворотним мостом шляхом створення під час входу в поворот крутного моменту на зовнішньому передньому колесі та гальмівного моменту на внутрішньому колесі. Під час виходу із повороту створюють гальмівний момент на зовнішньому передньому колесі та крутний момент на внутрішньому передньому колесі. Під час усталеного повороту на обох колесах переднього мосту створюють крутні моменти. Різниця між крутними моментами на зовнішньому і внутрішньому колесах дорівнює різниці сил опору на цих колесах.

На фіг. 1. зображено дію сил на транспортний засіб та передній поворотний міст під час виконання повороту.

На фіг. 2. зображено залежність зміни в часі крутних і гальмівних моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах.

Під час руху на повороті колеса заднього ведучого мосту створюють постійне тягове зусилля P_{K2} , що забезпечує поступальний рух транспортного засобу (фіг. 1.) Під час входу в поворот тягове зусилля P_{K1} на зовнішньому колесі та гальмівне зусилля P_{T1} на внутрішньому колесі створюють поворотний момент, що забезпечує поворот переднього мосту на кут α . Під час досягнення кута повороту α на обох колесах створюються тягові сили $P_{K'}$ та $P_{K''}$, котрі повинні дорівнювати одна одній.

Для цього на зовнішньому та внутрішньому колесах потрібно створювати крутні моменти

$$M_{K1} = f R Z_1, \quad (1)$$

$$M'_{K2} = f R'' Z_2, \quad (2)$$

де: M_{K1} та M'_{K2} - крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому колесах,

$$M'_{K2} > M_{K1} \quad (3)$$

f - коефіцієнт опору качання

$R Z_1, R'' Z_2$ - нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього і зовнішнього бортів

переднього мосту

Під час усталеного руху на повороті повинна виконуватись рівність

$$R_{K1} = R'_{K2} \quad (4).$$

Для цього необхідно, щоб виконувалась рівність

$$\frac{f R Z_1}{\Gamma_{\phi}} = \frac{f R'' Z_2}{\Gamma_{\phi}} \quad (5).$$

З рівняння (4) отримаємо

$$M_{K1} - M'_{K1} = f(R Z_1 - R' Z_1) = \Delta M_{K1} \quad (6).$$

UA 151647 U

Під час усталеного руху на повороті необхідно підтримувати постійну різницю ΔM_{k1} крутних моментів на зовнішньому і внутрішньому колесах. Це забезпечує постійне значення куту α повороту переднього моста.

Під час виходу з повороту на внутрішньому колесі створюється тягова сила $R'Z_1$, а на зовнішньому колесі гальмівна сила P_{T1} за рахунок створення від'ємного поворотного моменту, передній міст повертається до положення $\alpha=0$. Під час досягнення цього положення переднього мосту дію крутних та гальмівних моментів припиняють.

Діаграму зміни крутних і гальмівних моментів за час здійснення повороту надано на фіг. 2. На діаграмі визначено $t_{вх}$ - час входу в поворот, $t_{уст}$ - час усталеного повороту, $t_{вих}$ - час виходу з повороту.

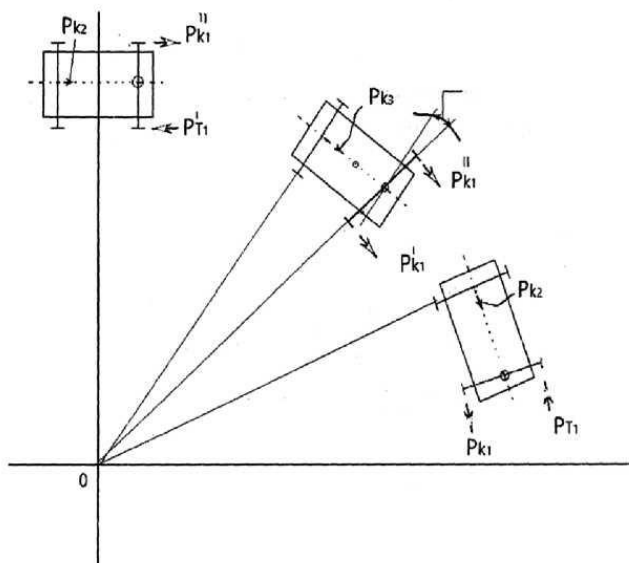
Таким чином, запропонований спосіб керування поворотом забезпечує підвищення маневреності транспортного засобу з переднім поворотним (направленим) мостом. Його використання дозволяє обійтись без традиційних рульових систем.

Джерела інформації:

1. Пат. 4081 U МПК (2009) B60T 1/00, спосіб керування поворотом транспортного засобу.
2. Пат. 10007 U на корисну модель МПК(201501) B60T 1/00, спосіб керування поворотом транспортного засобу.

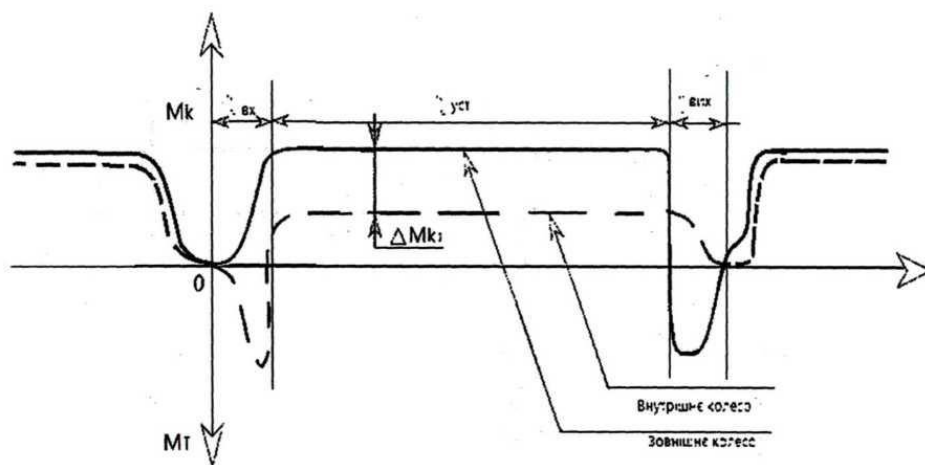
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Спосіб керування поворотом транспортного засобу, що включає почергове створення гальмівних моментів на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів під час входу у поворот та під час виходу із нього, який **відрізняється** тим, що у разі переднього поворотного (направляючого) мосту та вході у поворот створюють крутний момент на зовнішньому колесі переднього поворотного мосту, а гальмівний момент - на внутрішньому колесі цього моста; під час виходу з повороту створюють гальмівний момент на зовнішньому колесі, а крутний момент - на внутрішньому колесі; наразі в усталеній стадії повороту на обох колесах створюють два нерівних за величиною крутних моменти, різниця яких пропорційна різниці сил опору качання на цих колесах, а після закінчення повороту на обох колесах на обох колесах створюють однакові крутні моменти.



Фіг.1

UA 151647 U



Фиг.2

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **151648** (13) **U**

(51) МПК (2022.01)

F16D 65/00**F16D 65/56** (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2021 07683	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 28.12.2021	Гецович Євген Моїсєєвич (UA),
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 26.08.2022	Гармаш Вячеслав Петрович (UA), Подригало Михайло Абович (UA)
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 25.08.2022, Бюл.№ 34	(73) Володілець (володільці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ, майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61001 (UA)

(54) СПОСІБ КОМПЕНСАЦІЇ ЗНОСУ ФРИКЦІЙНОЇ НАКЛАДКИ ГАЛЬМ**(57) Реферат:**

Спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм, при якому здійснюють переміщення накладки в напрямку ротора тормозного механізму на кількість зносу, згідно з корисною моделлю для спрощення технічного обслуговування гальм та економії металу шляхом усунення необхідності заміни тормозних колодок, фрикційну накладку нарощують під час гальмування шляхом перевodu фрикційного матеріалу із пластичного стану в тверде. Нарощування здійснюють з боку протилежного поверхні тертя під впливом тиску котре утворюється тормозним приводом і теплом, що виділяється під час гальмування, запас фрикційного матеріалу в пластичному стані періодично поповнюють.

UA 151648 U

UA 151648 U

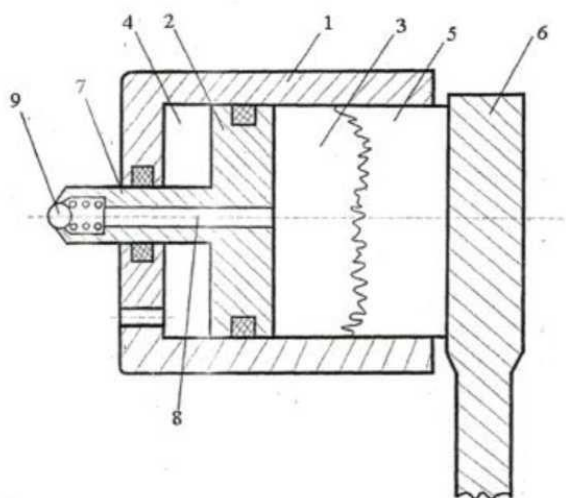


Fig. 1

UA 151648 U

Корисна модель належить до області машинобудування, а саме до фрикційно-гальмових механізмів, і може бути використано, в основному, у відкритих дискових гальмах.

Як найближчий аналог обрано спосіб компенсації зносу фрикційної накладки полягає в тому, що накладка подається в сторону ротору гальмівного механізму на кількість зносу за допомогою механічного регулятора постійного ходу поршню [1].

Недолік зазначеного [1] способу в тому, що після зносу фрикційної накладки гальмівну колодку цілком необхідно замінити. Це ускладнює технічне обслуговування гальм.

Крім того, металеву основу колодки використовувати повторно не бажано, тому після зносу фрикційної накладки гальмівну колодку цілком утилізують.

В основу корисної моделі поставлена задача спрощення технічного обслуговування гальм, і підвищення зносостійкості гальмівних колодок, чим досягається економія металу завдяки подовженню терміну їх експлуатації.

Поставлена задача досягається тим, що створено спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм, при якому здійснюють переміщення накладки в напрямку ротора тормозного механізму на кількість зносу, згідно з корисною моделлю для спрощення технічного обслуговування гальм та економії металу шляхом усунення необхідності заміни тормозних колодок, фрикційну накладку нарощують під час гальмування шляхом переведу фрикційного матеріалу із пластичного стану в тверде. Нарощування здійснюють з боку протилежному поверхні тертя під впливом тиску котре утворюється тормозним приводом і теплом, що виділяється під час гальмування, запас фрикційного матеріалу в пластичному стані періодично поповнюють.

Суть корисної моделі пояснюють креслення, де на кресленні Фіг. 1, зазначено приклад пристрою для реалізації зазначеного способу. В отворі статора і гальм встановлено поршень 2, котрий поділяє робочу камеру на порожнини 3 та 4. В порожнині 3 встановлено тормозну колодку 5, котра взаємодіє під час гальмування з гальмівним диском 6. Частину порожнини 3 між поршнем 2 та колодкою 5 заповнено фрикційним матеріалом в пластичному стані, а порожнина 4 є стикованою з тормозним приводом. Поршень 2 забезпечено штоком 7, у якому виконано отвір 8 та встановлено зворотній клапан 9. Під час гальмування тиск рідини тормозного приводу в порожнині 4 діє на поршень 2, котрий передає зусилля через пластичний фрикційний матеріал на колодку 6. Тепло, котре виділяється під час гальмування нагріває колодку 5 та через неї фрикційний матеріал, котрий знаходиться в пластичному стані в порожнині 3. Під дією тиску і тепла зв'язуюча речовина фрикційного матеріалу переходить із пластичного стану в твердий. Так як найбільший нагрів фрикційного матеріалу буде з боку колодки 5, затвердіння зв'язуючого матеріалу буде мати місце, перш за все, з тильної сторони тормозної колодки. Знос фрикційної накладки є пропорційним енергії, розсіяної гальмами.

Кількість тепла, котре виділено під час гальмування також пропорційне розсіюванню накопленої енергії. Таким чином, товщина слою фрикційної накладки, котрий буде нарощено, та зношена поверхня слою фрикційної накладки пропорційні одній і тій же величині. Зазначене дозволяє шляхом підбору властивостей зв'язуючого матеріалу забезпечити приблизну рівність товщини зазначених слоїв. Таким чином, знос гальмівної колодки з боку поверхні тертя компенсується її нарощуванням з протилежної сторони. Витрачуючи запас фрикційного матеріалу в порожнині 3, поршень 2 переміщається вправо, а шток 7 втопає в корпусі 1. Запаси фрикційного матеріалу постійно поповнюються шляхом його нагнітання.

Підвищення строку експлуатації застосування гальмівного пристрою, у порівнянні з прототипами, досягається за рахунок постійного поповнення фрикційного матеріалу в порожнині 3 пристрою.

Джерела інформації:

1. Пат. Великобританія № 2103421.

50 ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

1. Спосіб компенсації зносу фрикційної накладки гальм, при якому здійснюють переміщення накладки в напрямку ротора тормозного механізму на кількість зносу, який **відрізняється** тим, що для спрощення технічного обслуговування гальм та економії металу шляхом усунення необхідності заміни тормозних колодок, фрикційну накладку нарощують під час гальмування шляхом переведу фрикційного матеріалу із пластичного стану в тверде.

2. Спосіб за пунктом 1, який **відрізняється** тим, що нарощування здійснюють з боку протилежному поверхні тертя під впливом тиску котре утворюється тормозним приводом і теплом, що виділяється під час гальмування, запас фрикційного матеріалу в пластичному стані періодично поповнюють.

UA 151648 U

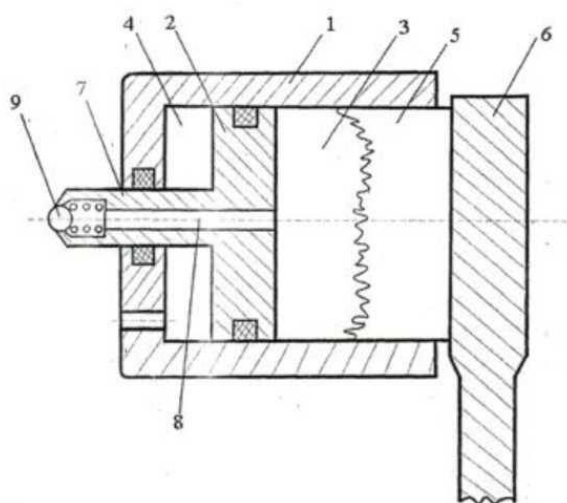


Fig. 1

Комп'ютерна верстка Л. Ціхановська

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **151941** (13) **U**
 (51) МПК
B60W 10/20 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
 "УКРАЇНСЬКИЙ ІНСТИТУТ
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2021 07634 (22) Дата подання заявки: 28.12.2021 (24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 06.10.2022 (46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 05.10.2022, Бюл.№ 40	(72) Винахідник(и): Байцур Максим Вячеславович (UA), Баулін Дмитро Станіславович (UA), Богомолов Віктор Олександрович (UA), Гармаш Вячеслав Петрович (UA), Горєлишев Станіслав Анатолійович (UA), Кайдалов Руслан Олегович (UA), Морозов Олександр Олександрович (UA), Побережний Андрій Анатолійович (UA), Подригало Михайло Абович (UA) (73) Володілець (владельці): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ, майдан Захисників України, 3, м. Харків, 61001 (UA)
---	--

(54) СПОСІБ УПРАВЛІННЯ РУХОМ ЧОТИРИВІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**(57) Реферат:**

Спосіб управління рухом чотиривісного транспортного засобу включає поворот мостів при здійсненні повороту. Попарно встановлюють на передній і задній поворотних платформах мости разом з платформою, які повертаються в площині дороги відносно вертикальних осей. Передня і задня платформи управляються і переміщуються незалежно одна від одної, забезпечуючи поворот вліво, вправо, навколо власної вертикальної осі, рух "боком" і "крабом".

UA 151941 U

Корисна модель стосується способів управління рухом чотиривісних транспортних засобів і може бути використана для поліпшення маневреності останніх.

Відомий [1] спосіб управління рухом колісних транспортних засобів шляхом повороту переднього моста. Вертикальна вісь повороту зазначеного мосту проходить через середину колії переднього моста.

Недолік відомого способу полягає в тому, що він використовується на причіпних ланках транспортних засобів. Поворот моста здійснюють при появі кута між поздовжніми осями тягача і причепа за рахунок повороту дишла причіпної ланки. Зазначений спосіб не може бути застосований на чотириколісних засобах, які є тягачами.

Найбільш близьким аналогом до запропонованої корисної моделі є спосіб [2] управління поворотом колісного транспортного засобу, що полягає в повороті переднього керованого моста навколо осі, що проходить через його середину.

Недоліком найближчого аналога є те, що його застосування на чотиривісних транспортних засобах призведе до додаткових витрат енергії двигуна при повороті машини. Його складно реалізувати конструктивно, а також знижує маневреність чотиривісного транспортного засобу, не дає можливості здійснити поворот на коротких відстанях, рух "боком" і "крабом".

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення способу управління рухом чотиривісного транспортного засобу з поворотними мостами за рахунок повороту передньої і задньої поворотних платформ, на яких попарно встановлені мости.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб управління рухом чотиривісного транспортного засобу, що включає поворот мостів при здійсненні повороту, згідно з корисною моделлю, попарно встановлюють на передній і задній поворотних платформах мости разом з платформою, які повертаються в площині дороги відносно вертикальних осей, причому передня і задня платформи управляються і переміщуються незалежно одна від одної, забезпечуючи поворот вліво, вправо, навколо власної вертикальної осі, рух "боком" і "крабом".

Управління поворотом передньої і задньої поворотних платформ здійснюють від двох незалежних силових елементів. Поворот може бути здійснений поворотом передньої поворотної платформи в одну сторону. Задня поворотна платформа при цьому може залишатися в початковому (нейтральному) положенні, а може бути повернута в протилежний бік. В останньому випадку поворот чотиривісного транспортного засобу буде здійснений з найменшим радіусом. При повороті передньою і задньою поворотними платформами на однаковий кут в одну сторону чотиривісний транспортний засіб буде здійснювати рух "крабом". При повороті передньої і задньої поворотних платформ на кут, рівний 90° , можливо здійснювати поворот чотиривісного транспортного засобу навколо власної вертикальної осі і рух "боком".

На фіг. 1 зображено чотиривісний транспортний засіб з передньою і задньою поворотними платформами і попарно встановленими на них мостами.

На фіг. 2 показана схема руху на повороті з поворотом тільки передньої поворотної платформи.

На фіг. 3 показана схема руху на повороті з поворотом передньої і задньої поворотних платформ в протилежні сторони.

На фіг. 4 показана схема руху "крабом" чотиривісного транспортного засобу.

На фіг. 5 показано положення передньої і задньої поворотних платформ при повороті чотиривісного транспортного засобу навколо власної вертикальної осі і при русі "боком".

Поворотні платформи: передня 1 і задня 2 управляються переднім 3 і заднім 4 силовими елементами (фіг. 1).

При повороті тільки однієї передньої поворотної платформи 1 впливом силового елемента 3 на кут α (фіг. 2) радіус повороту чотиривісного транспортного засобу буде дорівнюватиме:

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha, (1)$$

При повороті передньої 1 і задньої 2 поворотних платформ в протилежні сторони на однаковий кут α (фіг. 3) радіус повороту чотиривісного транспортного засобу буде дорівнювати:

$$R = 0,5 \cdot L \cdot \operatorname{ctg} \alpha, (2)$$

тобто в два рази менше.

При повороті передньої 1 і задньої 2 поворотних платформ в одну сторону на однаковий кут α відбувається рух машини "крабом" (під кутом α до поздовжньої осі чотиривісного транспортного засобу). При цьому радіус повороту $R \rightarrow \infty$ (фіг. 4).

При повороті передній 1 і задній 2 поворотних платформ на 90° (фіг. 5) чотиривісний транспортний засіб буде рухатися "боком" (при обертанні коліс передньої 1 і задньої 2 поворотних платформ в одну сторону) або повертатися навколо власної вертикальної осі - при обертанні зазначених коліс в протилежні сторони. Радіус повороту в останньому випадку:

UA 151941 U

$$R = \frac{L}{2}. \quad (3)$$

Таким чином, запропонований спосіб управління рухом дозволяє підвищити маневреність чотирирівнісного транспортного засобу, дозволяє здійснити поворот на коротких відстанях, рух "боком" і "крабом", а також здійснити розворот на місці навколо власної вертикальної осі

5 ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ:

1. Краткий автомобильный справочник. 9-е изд. - М.: Транспорт, 1982. - 464 с.

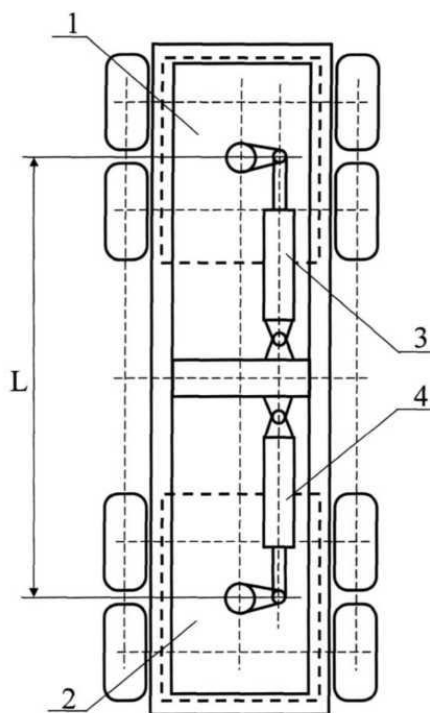
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; под ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. - 403 с.

10

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

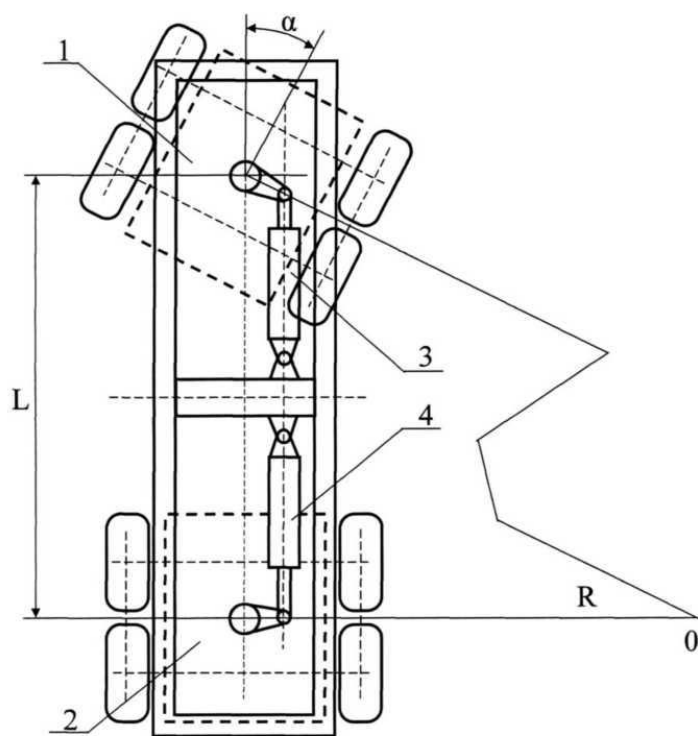
15

Спосіб управління рухом чотирирівнісного транспортного засобу, що включає поворот мостів при здійсненні повороту, який **відрізняється** тим, що попарно встановлюють на передній і задній поворотних платформах мости разом з платформою, які повертаються в площині дороги відносно вертикальних осей, причому передня і задня платформи управляються і переміщуються незалежно одна від одної, забезпечуючи поворот вліво, вправо, навколо власної вертикальної осі, рух "боком" і "крабом".



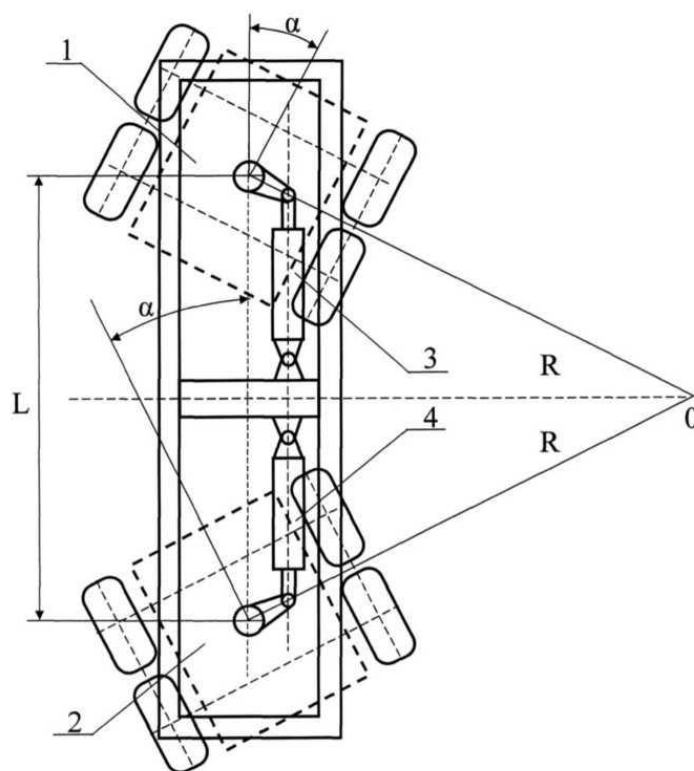
Фіг. 1

UA 151941 U



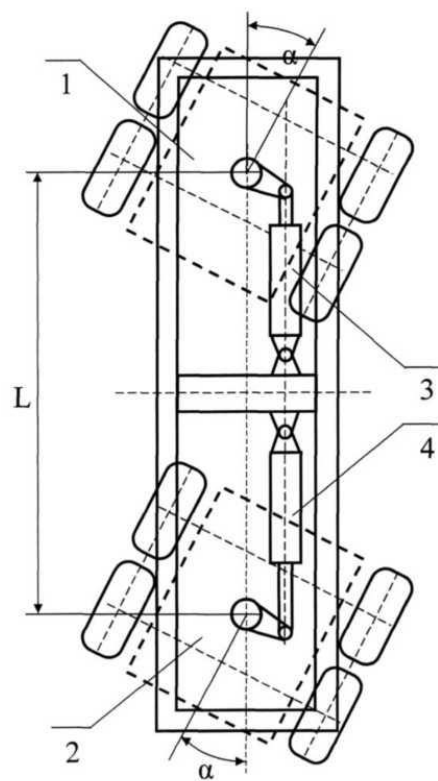
Фиг. 2

UA 151941 U



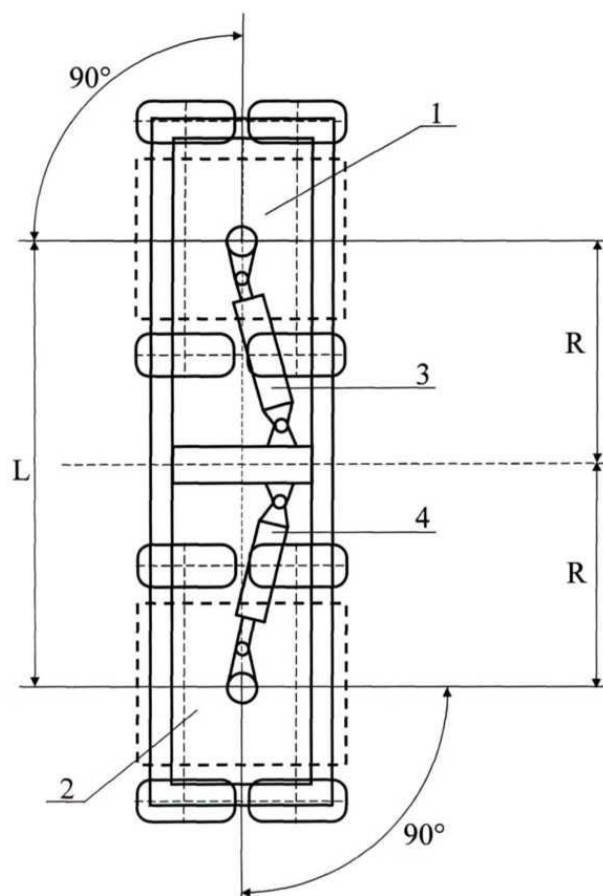
Фиг. 3

UA 151941 U



Фиг. 4

UA 151941 U



Фиг. 5

Комп'ютерна верстка В. Юкін

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601