

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.37

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему «Підвищення швидкості руху в повороті швидкохідної гусеничної
машини»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Голуб Геннадій Анатолійович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Колеснік Іван Васильович
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Дротов Дмитро Вячеславович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор _____ Калінін Є.І.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Дротова Дмитра Вячеславовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення швидкості руху в повороті швидкохідної гусеничної машини»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 07.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні характеристики гусеничних машин.

Перелік питань які потрібно розробити:

Огляд конструкцій систем керування поворотом гусеничних машин;

Теоретичне дослідження динаміки керованого руху швидкохідної гусеничної машини;

Комплекс інформаційно-вимірювальної апаратури; висновки;

Список використаних джерел;

Додатки.

(перелік питань, які потрібно розробити)

Перелік графічного матеріалу:

Огляд конструкцій систем керування поворотом гусеничних машин; теоретичне дослідження динаміки керованого руху швидкохідної гусеничної машини; об'єкт дослідження. Основні характеристики об'єкта дослідження; результати експериментального дослідження при керуванні водієм та їх аналіз; висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Дротов Д. В.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається з 68 сторінки друкованого тексту, 3 розділів, 25 рисунків, 4 таблиці, 31 літературних джерел.

Актуальність теми. Одним із найважливіших показників експлуатаційних властивостей гусеничних машин (ГМ) є їх рухливість, яка насамперед характеризується швидкісними якостями, прохідністю та здатністю ефективно виконувати поставлені завдання в різних дорожніх і ґрунтових умовах. Рівень рухливості визначає ефективність використання гусеничної техніки як у військовій, так і в цивільній сфері, особливо під час руху пересіченою місцевістю, подолання складних ділянок рельєфу та виконання маневрів у складних умовах експлуатації.

Сучасний розвиток конструкцій гусеничних машин базується на комплексному підході до вдосконалення їх основних систем та агрегатів. Значне підвищення швидкісних характеристик сучасних ГМ стало можливим завдяки збільшенню питомої потужності силових установок у діапазоні від 12 до 25 кВт/т, застосуванню сучасних гідромеханічних трансмісій, використанню диференціальних гідрооб'ємних механізмів повороту, а також інтеграції електронних систем керування рухом. Такі технічні рішення дозволяють підвищити маневреність, покращити динаміку розгону та забезпечити більш ефективне управління рухом гусеничної машини.

Разом із тим повна реалізація потенційних швидкісних можливостей сучасних гусеничних машин ускладнюється низкою динамічних явищ, які виникають як під час прямолінійного руху, так і в процесі здійснення повороту. Особливо складними є режими криволінійного руху, у яких значно зростає вплив взаємодії рушія з опорною поверхнею, виникають додаткові сили опору та збільшуються навантаження на елементи ходової частини. Ці проблеми стають ще більш актуальними для роботизованих гусеничних машин, де ефективність руху значною мірою залежить від якості алгоритмів автоматичного керування.

Метою даного дослідження є підвищення швидкісних якостей гусеничних машин шляхом удосконалення алгоритмів управління рухом, які враховують нові закономірності взаємодії рушія з опорною поверхнею. Такі закономірності визначаються на основі розрахунково-експериментальних методів із використанням сучасних інформаційних технологій, математичного моделювання та експериментальних досліджень.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі основні **завдання дослідження**:

- провести теоретичне дослідження керованого руху гусеничної машини, виконати імітаційне моделювання її руху, визначити кінематичні, силові та динамічні характеристики, а також встановити їх залежність від конструктивних параметрів машини та умов експлуатації.
- провести експериментальне дослідження динаміки керованого руху гусеничної машини, виконати ідентифікацію параметрів системи та визначити основні кінематичні, силові й динамічні параметри руху.
- узагальнити результати теоретичних та експериментальних досліджень, виконати верифікацію математичної моделі руху гусеничної машини, розробити нові підходи до визначення необхідного моменту повороту та коефіцієнта опору боковому відведенню шин опорних котків, а також обґрунтувати алгоритм керування, що забезпечує підвищення швидкісних властивостей машини.

Розв'язання поставлених завдань дозволяє більш точно оцінювати швидкісні характеристики швидкохідних гусеничних машин та визначати ефективні шляхи їх подальшого вдосконалення.

Методологічною основою дослідження стало використання сучасних методів математичного та імітаційного моделювання керованого руху гусеничних машин. Дослідження виконувалися із застосуванням удосконаленої математичної моделі, яка дозволяє враховувати особливості взаємодії рушія з опорною поверхнею, нелінійний характер силових процесів та вплив параметрів конструкції на динаміку руху машини.

Під час роботи було проведено динамічний аналіз об'єкта дослідження, зокрема досліджено фазово-частотні характеристики системи та якості перехідних процесів на основі положень теорії керованості та стійкості руху транспортних машин. Для підтвердження адекватності математичної моделі та прийнятих припущень виконано лабораторно-дорожні випробування натурального зразка гусеничної машини, обладнаної системою управління поворотом із дискретними властивостями. Застосована система забезпечувала як ручне керування водієм, так і роботизований режим управління.

У процесі експериментальних досліджень використовувалося сучасне високоточне програмно-апаратне забезпечення, яке реалізує супутникові технології глобального позиціонування GPS. Це дозволило отримувати достовірні дані щодо параметрів руху машини, траєкторії її переміщення та динамічних характеристик у різних режимах експлуатації. Обробка результатів експериментальних досліджень здійснювалася з використанням програмних пакетів PowerGraph, Mathcad та MATLAB, що забезпечило можливість комплексного аналізу отриманих даних.

Наукова новизна роботи полягає у встановленні нових закономірностей зміни кінематичних та силових параметрів, які характеризують криволінійний рух гусеничної машини з урахуванням нелінійної взаємодії рушія з опорною поверхнею. Запропонований підхід базується на реалізації гіпотези про бокове відведення опорних котків на різних типах ґрунтів.

Крім того, у роботі:

- визначено необхідний момент повороту, який реалізується системою управління з урахуванням інерційної складової;
- обґрунтовано алгоритм керування рухом гусеничної машини, що забезпечує корекцію керуючого впливу із застосуванням спеціально розроблених матриць управління.

Практична значущість роботи полягає у розробленні методу розрахунково-експериментального визначення параметрів взаємодії рушія гусеничної машини з опорною поверхнею. Запропонований метод забезпечує підвищення достовірності ідентифікації типу ґрунту, а також визначення основних кінематичних і силових параметрів, що характеризують криволінійний рух гусеничних машин. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні, модернізації та вдосконаленні систем управління сучасних швидкохідних і роботизованих гусеничних машин.

ЗМІСТ

1	ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОВОРТОМ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН.....	8
1.1	Способи визначення кінематичних, силових та динамічних параметрів, що визначають траєкторію руху.....	13
1.2	Аналіз способів визначення коефіцієнта опору відведення шин опорних котків.....	15
2	ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ КЕРУВАНОГО РУХУ ШВИДКОХІДНОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ.....	20
2.1	Об'єкт дослідження. Основні характеристики об'єкта дослідження.....	21
2.2	Розрахункова схема та математична модель руху машини в повороті та результати моделювання.....	25
	Висновки по розділу 2.....	41
3	КОМПЛЕКС ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ.....	42
3.1	Результати експериментальних досліджень руху машини під час роботизованого управління.....	49
3.2	Результати експериментального дослідження при керуванні водієм та їх аналіз.....	52
	Висновки по розділу 3.....	61
	ВИСНОВКИ.....	62
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	64
	ДОДАТКИ.....	68

1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

Система управління сучасних гусеничних машин являє собою складний комплекс механізмів і приводів, призначених для забезпечення зміни напрямку руху транспортного засобу та реалізації необхідних режимів маневрування. До складу такої системи, як правило, входять механізм повороту, приводи керування, елементи передачі керуючих сигналів та виконавчі пристрої, за допомогою яких водій або автоматизована система здійснюють керування рухом машини.

У сучасних гусеничних машинах широкого застосування набули гідрооб'ємні та гідромеханічні системи управління поворотом, які забезпечують плавність зміни траєкторії руху, покращення маневреності та зниження навантажень на елементи трансмісії. Наприклад, система управління поворотом гусеничної машини масою близько 14 тонн включає гідрооб'ємний диференціальний механізм повороту, керування яким здійснюється за допомогою штурвала 1, [12]. Аналогічні принципи використовуються і в конструкції бойової машини піхоти БМП-3 [2, 23], де система управління містить гідрооб'ємний механізм повороту та диференціальний привід, що дозволяє забезпечити необхідні характеристики маневреності та керованості машини.

Під час керування транспортним засобом водій, змінюючи положення штурвала або органів керування, задає необхідний напрямок руху машини. Однак ефективність такого керування значною мірою залежить від людського фактора. Через фізичну втому, психоемоційне навантаження, обмеженість швидкості реакції та інших психофізіологічних особливостей водія процес керування часто супроводжується помилками та неточностями. Це є одним із основних недоліків традиційних систем управління поворотом гусеничних машин, особливо в складних дорожніх умовах або при русі на високих швидкостях.

Іншим суттєвим недоліком існуючих систем управління є необхідність забезпечення високої встановленої потужності гідروб'ємної передачі для досягнення високих динамічних характеристик машини. При цьому конструктивні обмеження, пов'язані з компонуванням, масою та габаритами транспортного засобу, не дозволяють безмежно збільшувати потужність гідрооб'ємного механізму повороту. Унаслідок цього під час проектування систем управління виникає необхідність пошуку компромісу між динамічними властивостями, енергоспоживанням, масогабаритними характеристиками та надійністю системи.

Для підвищення ефективності управління поворотом сучасних бойових гусеничних машин застосовуються різноманітні конструктивні рішення, спрямовані на створення керованих багатопотокових приводів. Такі системи дозволяють покращити динамічні властивості машини, підвищити точність керування та забезпечити більш ефективний розподіл потужності між бортами транспортного засобу.

Наприклад, у конструкції системи управління поворотом бойової машини піхоти Marder та трансмісії HSWL-194 у додатковому контурі використовується гідромуфта з регульованим наповненням, що дозволяє змінювати характеристики передачі потужності залежно від режиму руху. У системі управління поворотом БМП-3 для покращення динамічних властивостей під час входження в поворот застосовується роздільне керування гальмуванням гусениці відстаючого борту. У конструкції бойової машини Bradley (M2) керування поворотом реалізовано за допомогою двох незалежних бортових гідрооб'ємних передач, що забезпечує більш гнучке регулювання режимів руху та маневрування.

Разом із тим кожне із зазначених конструктивних рішень має певні функціональні обмеження. Складність багатопотокових систем, підвищені вимоги до синхронізації роботи приводів, збільшення енергетичних витрат та чутливість до помилкових дій водія можуть негативно впливати на ефективність функціонування системи управління [3, 19, 30]. Особливо це

проявляється в умовах високих швидкостей руху, різких маневрів або під час експлуатації машини на складних типах ґрунтів.

У зв'язку з цим актуальним напрямом розвитку сучасних систем управління гусеничних машин є вдосконалення алгоритмів автоматизованого керування, застосування електронних систем підтримки руху та впровадження адаптивних систем управління, здатних компенсувати вплив помилок водія та забезпечувати оптимальні режими маневрування залежно від умов експлуатації транспортного засобу.

У конструкціях гусеничних машин, в яких привід насоса ГОМП здійснюється від насосного колеса гідротрансформатора (ГТ), продуктивність насоса ГОМП відповідно і кривизна траєкторії k залежить від кута повороту штурвала. $\alpha_{шт}$, а також номери включеної передачі m_j та передавального відношення гідротрансформатора $i_{ГТ}$, k ($\alpha_{шт}$, m_j , $i_{ГТ}$) наведено рис 1.5. При заблокованому ГТ ($i_{ГТ}=1$) кривизна траєкторії всім передач ($m_j=1\dots 4$) пропорційна куту повороту штурвала (графіки 1, рис 1.5). Чутливість кривизни траєкторії до керуючого впливу зменшується зі зростанням номера передачі на величину, що дорівнює відношенню передавальних чисел на суміжних передачах трансмісії. Це забезпечує характерних умов рух машини без бічного замету, тобто. $k \leq \frac{\mu g}{v^2}$ (графік 3, рис 1.5).

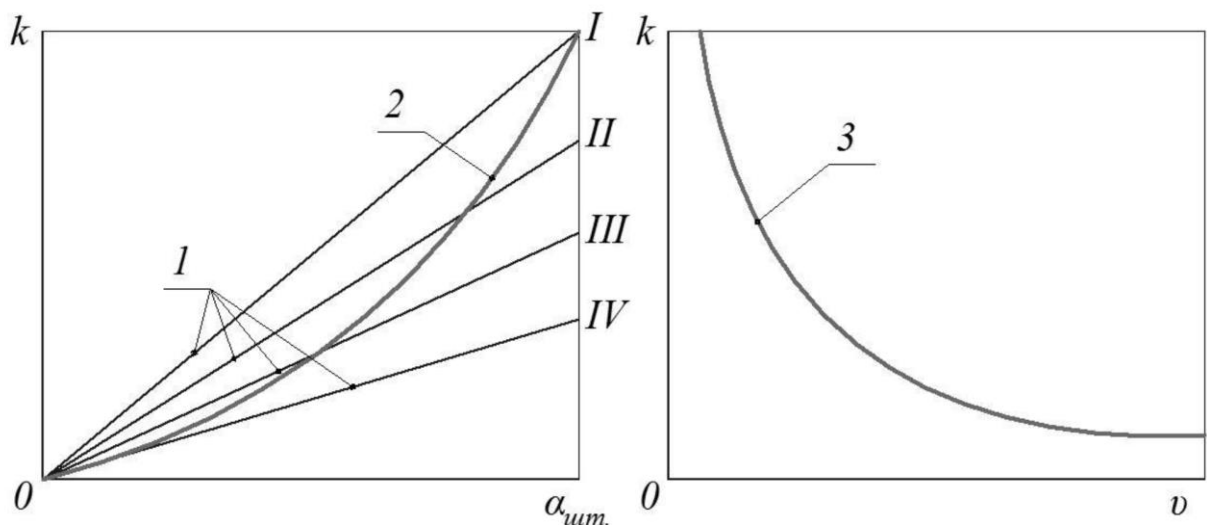


Рисунок 1.1– Залежність кривизни траєкторії від кута повороту штурвала

При розблокуванні ГТ ($i_{гт} < 1$) Зменшення частоти обертання турбінного колеса через зростання моменту опору повороту призводить до підвищення чутливості системи управління. У свою чергу підвищення кривизни траєкторії призводить до додаткового зростання моменту опору повороту ГМ, що формується взаємодією гусениць з опорною основою [15, 16]. Момент опору повороту залежить від коефіцієнта опору бічному виводу опорних котків, і поздовжніх координата i -ої осі щодо центру мас. Відповідно збільшення кривизни траєкторії призводить до збільшення навантаження двигуна до його заглохання. Крім того, зростання кривизни траєкторії призводить до спіралеподібності траєкторії руху.

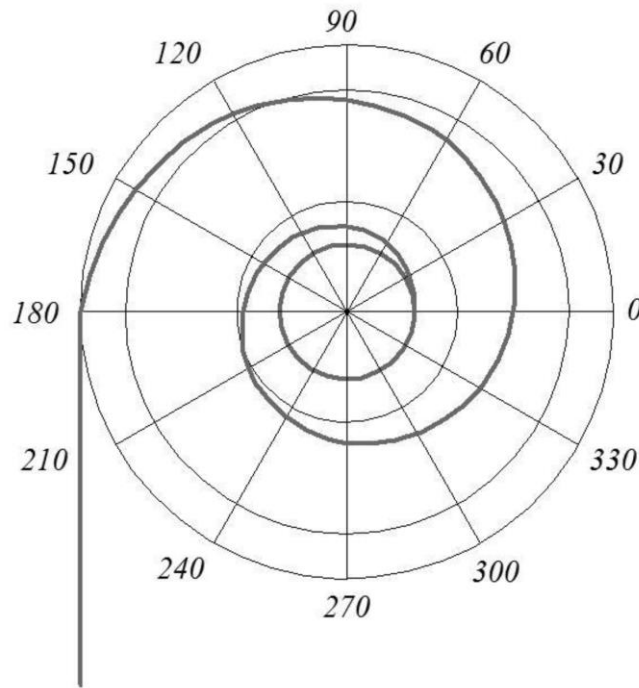


Рисунок 1.2 – Спіралеподібна траєкторія руху

Для усунення цього недоліку запропоновано технічне рішення [26]. Дані транспортні гусеничні машини в першу чергу призначені для експлуатації в екстремальних умовах, що обмежує можливість організації технічного обслуговування та ремонту, зокрема дорогих електронних пристроїв системи керування поворотом та системи керування силовим блоком. Зазначене призводить до різних пропозицій створення більш ефективних

систем управління поворотом. Наприклад, застосування ступінчастих планетарних механізмів повороту. Ці механізми мають переваги об'ємно-ваговим показникам, простоті, вартості та відрізняються високим ступенем конструктивної та технологічної відпрацьованістю елементів конструкції. Найближчою за технічною суттю і досягається результатом є система управління рухом ГМ з дискретними властивостями [11].

Система управління рухом гусеничної машини з дискретними властивостями являє собою складний комплекс механічних, гідравлічних та керуючих елементів, призначених для забезпечення зміни напрямку руху, виконання маневрів і підтримання необхідної траєкторії руху машини. До складу такої системи входять командний орган керування — штурвал, планетарні механізми повороту кожного борту машини, а також виконавчі механізми та приводи, що реалізують керуючі дії.

Планетарні механізми повороту кожного борту включають основні елементи планетарної передачі: епіцикл, водило та сонячні шестерні. Епіцикли планетарних механізмів жорстко з'єднані з вихідним валом коробки передач, через який передається потужність від силової установки. Водила планетарних механізмів через бортові редуктори з'єднуються з ведучими колесами гусеничної машини, забезпечуючи передачу крутного моменту на рушій.

До складу механізму повороту також входять фрикційні елементи керування, серед яких:

- блокувальний фрикціон;
- гальма повороту;
- зупинкове гальмо.

Керування роботою зазначених елементів здійснюється за допомогою серводвигунів, які забезпечують необхідну швидкодію та точність спрацювання системи управління. Завдяки використанню фрикційних елементів створюється можливість дискретного регулювання режимів повороту та перерозподілу потужності між бортами машини.

Для забезпечення ефективного та якісного керування поворотом гусеничної машини необхідним є формування відповідного значення моменту повороту, який реалізується системою управління. Саме величина цього моменту визначає здатність машини змінювати напрямок руху, підтримувати задану траєкторію та забезпечувати необхідні показники маневреності й стійкості.

Процес формування моменту повороту тісно пов'язаний із характером взаємодії рушія гусеничної машини з опорною поверхнею. У ході попередніх досліджень було встановлено, що незалежно від типу ґрунту або дорожнього покриття момент опору повороту може бути визначений через коефіцієнт опору відведенню. Цей коефіцієнт характеризує сили, що виникають у зоні контакту гусениці з опорною поверхнею під час криволінійного руху, та враховує особливості деформації ґрунту, бокового зміщення елементів рушія й умови реалізації сил зчеплення.

Точне визначення коефіцієнта опору відведенню має важливе значення для побудови адекватних математичних моделей руху гусеничних машин, розрахунку необхідного моменту повороту та розроблення ефективних алгоритмів керування. Аналіз існуючих методів визначення цього коефіцієнта, а також оцінка їх точності та можливостей практичного застосування, наведені в наступних розділах роботи.

1.1 Способи визначення кінематичних, силових та динамічних параметрів, що визначають траєкторію руху

Під час проектування систем управління поворотом гусеничних машин, створення мобільних роботизованих комплексів на їх базі, а також при оцінюванні рухливості машин у різних умовах експлуатації важливого значення набуває побудова адекватної моделі залежності моменту повороту від параметрів криволінійного руху. До основних параметрів, які визначають характер повороту гусеничної машини, належать кривизна траєкторії руху, кутова швидкість повороту та кутове прискорення машини.

Момент повороту є одним із головних динамічних параметрів, що визначає здатність гусеничної машини змінювати напрямок руху, забезпечувати необхідну маневреність та підтримувати стійкість під час виконання повороту. Його величина залежить не лише від конструктивних параметрів системи управління, але й від умов взаємодії рушія з опорною поверхнею, характеристик ґрунту, швидкості руху та поточного технічного стану машини.

Суттєвою особливістю задачі визначення моменту повороту є нестабільність фізико-механічних властивостей опорної поверхні та змінність параметрів самої гусеничної машини в процесі експлуатації. Властивості ґрунту можуть значно змінюватися залежно від вологості, щільності, температури, ступеня деформації та інших факторів, що безпосередньо впливає на сили взаємодії рушія з опорною поверхнею. Крім того, під час експлуатації змінюються й параметри конструкції машини, які впливають на її динамічні характеристики.

Зокрема, коефіцієнти опору відведенню опорних котків можуть змінюватися внаслідок температурних коливань шин та елементів рушія. Інерційні характеристики гусеничної машини також не є постійними, оскільки залежать від маси машини, яка змінюється в процесі витрати палива, боєкомплекту або ступеня завантаження обладнанням і додатковими системами. Усе це призводить до того, що математичний опис процесу повороту набуває складного нелінійного характеру.

У зв'язку з цим побудова виключно аналітичної моделі або використання лише чисельного моделювання часто не дозволяє повною мірою врахувати всі особливості реальних умов експлуатації гусеничної машини. Отримані теоретичні результати потребують обов'язкової експериментальної перевірки та уточнення. Саме тому при дослідженні процесів повороту гусеничних машин широко застосовуються експериментальні методи визначення моменту повороту, які дозволяють

отримати достовірні дані щодо реальної поведінки машини в різних режимах руху.

Використання експериментальних досліджень дає можливість:

- уточнити параметри математичних моделей;
- оцінити вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на процес повороту;
- визначити закономірності взаємодії рушія з опорною поверхнею;
- підвищити точність розрахунків параметрів руху та систем керування.

Таким чином, поєднання аналітичних, чисельних та експериментальних методів дослідження є необхідною умовою для створення ефективних систем управління поворотом сучасних гусеничних машин і роботизованих транспортних платформ, здатних забезпечувати високу рухливість, маневреність та стійкість у різноманітних умовах експлуатації.

1.2 Аналіз способів визначення коефіцієнта опору відведення шин опорних котків

Під час проведення лабораторно-дорожніх випробувань керованого руху гусеничних машин, а також при створенні роботизованих бойових та транспортних комплексів (РБТК) на базі швидкохідних гусеничних платформ особливого значення набуває точне визначення моменту опору повороту. Саме цей параметр значною мірою визначає динаміку криволінійного руху машини, її стійкість, маневреність та ефективність системи управління.

Момент опору повороту залежить від великої кількості конструктивних, кінематичних і експлуатаційних параметрів. До основних конструктивних параметрів належать:

- момент інерції машини відносно вертикальної осі;
- поздовжні координати осей опорних котків відносно центра мас;
- геометричні параметри ходової частини;

- характеристики підвіски та рушія.

Крім того, значний вплив на величину моменту опору повороту мають кінематичні параметри руху:

- кутове прискорення машини;
- кривизна траєкторії руху;
- поздовжнє зміщення центра повороту;
- кути бокового відведення шин опорних котків.

Важливим фактором також є коефіцієнт опору боковому відведенню шин опорних котків, який характеризує сили взаємодії рушія з опорною поверхнею під час повороту машини.

Основна складність визначення моменту опору повороту полягає саме у високоточному визначенні коефіцієнта опору боковому відведенню. Значення цього коефіцієнта визначається функцією похідної бокової сили, що діє на опорний коток під час криволінійного руху, залежно від кута бокового відведення. При цьому зазначена функція має складний нелінійний і випадковий характер.

На величину коефіцієнта опору відведенню впливають:

- вертикальне навантаження на опорні котки;
- температура шин;
- тип і стан ґрунту;
- швидкість руху;
- ступінь деформації опорної поверхні;
- динамічні режими руху машини.

Особливо суттєвим є вплив температурного режиму шин. У процесі руху, особливо на високих швидкостях та під час інтенсивного маневрування, відбувається значний нагрів шин опорних котків, що призводить до зміни їх пружно-деформаційних властивостей та, відповідно, до зміни коефіцієнта опору боковому відведенню. Унаслідок цього аналітичне визначення коефіцієнта опору відведенню є надзвичайно складним і не забезпечує необхідної точності.

У зв'язку з цим значення коефіцієнта опору боковому відведенню шин опорних котків визначаються переважно експериментальними методами.

Рух швидкохідної гусеничної машини по дорогах із змінною кривизною траєкторії супроводжується поздовжнім зміщенням центра повороту машини. За таких умов кути бокового відведення шин опорних котків окремих осей можуть відрізнятися у декілька разів, інколи до десятикратного значення. Це призводить до суттєвої варіації бокових сил, зміни коефіцієнтів опору відведенню та, відповідно, до зміни моменту опору повороту.

Тому для синтезу алгоритмів управління рухом роботизованих бойових та транспортних комплексів, розрахунку необхідного моменту повороту та компенсації відхилень траєкторії руху необхідно визначати коефіцієнти опору відведенню окремо для кожної осі опорних котків. Це дозволяє підвищити точність систем керування, забезпечити стійкість руху та покращити динамічні характеристики гусеничної машини.

Відомою є система визначення коефіцієнта опору боковому відведенню шин опорних котків гусеничних машин [22]. До її складу входять два вимірювальні колеса типу «п'яте колесо», поворотні вилки яких встановлюються у вертикальних втулках штанг, закріплених у носовій та кормовій частинах корпусу машини.

Під час руху машини в повороті вимірювальні колеса разом із поворотними вилками повертаються на кути, що відповідають кутам бокового відведення передніх і задніх опорних котків. Значення цих кутів вимірюються реохордними датчиками, сигнали з яких передаються до реєструвального пристрою.

Вимірювання моменту повороту здійснюється за допомогою тензодатчиків, наклеєних на вали, що з'єднують трансмісію з бортовими редукторами. Сигнали з тензодатчиків передаються до реєструвальної системи через ртутний струмознімач.

При рівномірному русі машини з невеликою швидкістю по колу певного радіуса момент, що реалізується системою управління, прирівнюється до моменту опору повороту, сформованого опорною поверхнею. За цих умов середнє значення коефіцієнта опору відведенню визначається як відношення моменту повороту до добутку кривизни траєкторії на суму квадратів поздовжніх координат осей опорних котків відносно центра мас машини.

Однак дана система має суттєвий недолік – недостатню точність визначення коефіцієнта опору відведенню. Це пояснюється тим, що при русі гусеничної машини з високою швидкістю та при інтенсивній зміні кривизни траєкторії момент опору повороту формується не лише силами взаємодії рушія з ґрунтом, а й додатковими інерційними складовими та силами бокового руху.

Крім того, при поздовжньому зміщенні центра повороту кути відведення шин окремих осей можуть суттєво відрізнятися, що викликає значну варіацію бокових сил та коефіцієнтів опору відведенню. Додатково точність вимірювань знижується через коливання та вібрації вимірювальних коліс під час руху машини на високих швидкостях.

Усе це свідчить про необхідність подальшого вдосконалення методів експериментального визначення параметрів взаємодії рушія гусеничної машини з опорною поверхнею та створення більш точних систем оцінювання моменту опору повороту для сучасних швидкохідних і роботизованих гусеничних машин.

В автомобільній галузі проводилися роботи радянських вчених, і в даний час проводяться роботи російських та зарубіжних вчених з дослідження взаємодії автомобільних шин з опорною поверхнею з метою підвищення керованості, стійкості та, отже, підвищення безпеки автомобіля. Серед них: Ракляр А.М., Gurkan Erdogan, Sanghyun Hong, Francesco Borrelli, Karl Hedrick та ін. [24, 31, 32].

Нині постійно вдосконалюються методи визначення параметрів шини у її роботі із застосуванням нових типів датчиків. Сучасні технології дозволяють оцінювати зчеплення колеса з дорогою в реальних умовах руху машини, а не на стенді, де приймається велика кількість припущень і неточностей, що визначаються параметри взаємодії автомобільної шини з дорогою в реальному часі, застосовуються в системах активної безпеки автомобіля. Результати, принципи роботи систем та застосовуваних датчиків наведено в літературі [1, 3, 14, 33].

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ КЕРУВАНОВОГО РУХУ ШВИДКОХІДНОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

У даному розділі представлено загальну структурну схему об'єкта дослідження, яка відображає основні елементи системи керування транспортної машини, взаємозв'язки між її підсистемами та принципи формування керуючих впливів під час руху. Наведена схема дозволяє комплексно оцінити особливості функціонування транспортної машини як складного динамічного об'єкта та визначити основні фактори, що впливають на її стійкість, керованість і динамічні характеристики.

Також у розділі наведено основні технічні характеристики транспортної машини як керованого об'єкта. До них належать масогабаритні параметри, характеристики силової установки, параметри ходової частини, трансмісії, системи управління поворотом та інші конструктивні показники, які визначають динаміку руху машини та особливості її взаємодії з опорною поверхнею. Аналіз цих характеристик є необхідним для побудови адекватної математичної моделі та проведення подальших досліджень.

Окрему увагу приділено математичному опису структурної складової системи. У роботі сформовано математичну модель, що враховує особливості функціонування елементів системи керування, параметри руху транспортної машини та взаємодію рушія з дорожньою або ґрунтовою поверхнею. Під час побудови моделі враховано характерні нелінійності системи, зокрема нелінійний характер взаємодії гусеничного рушія з опорною основою, зміну параметрів руху в процесі маневрування, а також вплив зовнішніх збурень і конструктивних обмежень.

На основі розробленої математичної моделі виконано комп'ютерне моделювання процесу руху машини в різних режимах експлуатації. Моделювання дозволило дослідити поведінку транспортної машини при прямолінійному русі, поворотах, зміні швидкісних режимів та дії керуючих впливів. Під час проведення розрахунків враховувалися характерні

особливості системи керування, інерційні властивості машини, а також нелінійні залежності, що виникають у процесі взаємодії рушія з опорною поверхнею.

У завершальній частині розділу наведено аналіз отриманих результатів моделювання. Проведено оцінювання впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на динаміку руху машини, її стійкість та керованість. Отримані результати дозволили виявити характерні особливості роботи системи керування, оцінити ефективність запропонованих технічних рішень та визначити напрями подальшого вдосконалення систем управління транспортними машинами..

2.1 Об'єкт дослідження. Основні характеристики об'єкта дослідження

Транспортна машина призначена для експлуатації в особливо складних дорожніх і кліматичних умовах, де звичайні транспортні засоби не здатні забезпечити необхідний рівень прохідності, надійності та ефективності роботи. Конструкція машини адаптована до використання в умовах бездоріжжя, заболочених територій, глибокого снігового покриву, низьких температур та складного рельєфу місцевості. Завдяки цьому транспортна машина може ефективно застосовуватися як у цивільній сфері, так і для виконання спеціальних або військових завдань.

Особлива увага при проектуванні машини приділена забезпеченню належного рівня комфорту та створенню сприятливого мікроклімату для екіпажу. Наявність систем обігріву, вентиляції та теплоізоляції дозволяє експлуатувати транспортну машину в суворих кліматичних умовах, зокрема при низьких температурах навколишнього середовища. Це забезпечує підтримання працездатності екіпажу та надійного функціонування основних систем машини в умовах тривалої експлуатації.

Транспортна машина оснащена дизельним двигуном ЯМЗ-236, який характеризується достатньою потужністю, надійністю та високими тяговими характеристиками. Для передачі крутного моменту використовується

гідромеханічна коробка передач з електрогідравлічним керуванням, що дозволяє забезпечити плавне перемикання передач, покращити динаміку руху та підвищити ефективність керування транспортною машиною в різних режимах експлуатації. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 2.1.

Однією з головних переваг даної транспортної машини є її висока прохідність. Машина здатна ефективно пересуватися по ґрунтах із низькою несучою здатністю, сипучих поверхнях, заболочених ділянках та глибокому снігу. Крім того, конструкція всюдихода забезпечує можливість подолання водних перешкод, що значно розширює сферу його застосування та підвищує автономність дій у важкодоступних районах.

Основною експлуатаційною властивістю транспортної машини є її рухливість, яка насамперед оцінюється швидкісними характеристиками, маневреністю та здатністю підтримувати задану швидкість руху в складних умовах експлуатації. Підвищення питомої потужності машини, застосування сучасної гідромеханічної трансмісії, удосконалення систем управління рухом та використання сучасних інформаційних систем позитивно впливають на зростання швидкісних якостей даного всюдихода. Тягова характеристика транспортної машини наведена на рис. 2.2.

Разом із тим реалізація потенційних швидкісних можливостей машини значною мірою обмежується динамічними явищами, які виникають у процесі руху. Найбільш суттєво ці явища проявляються під час прямолінійного руху на високих швидкостях, а також у процесі виконання поворотів і маневрів. У таких режимах значно зростає вплив інерційних сил, динамічних навантажень на елементи ходової частини та складних процесів взаємодії рушія з опорною поверхнею.

Особливої актуальності набуває проблема забезпечення стійкості та керованості транспортної машини при русі по нерівній місцевості та на поверхнях зі змінними характеристиками зчеплення. У зв'язку з цим подальше вдосконалення систем управління рухом, алгоритмів керування та динамічних характеристик машини є важливим напрямом підвищення її

експлуатаційної ефективності та реалізації потенційних швидкісних властивостей.

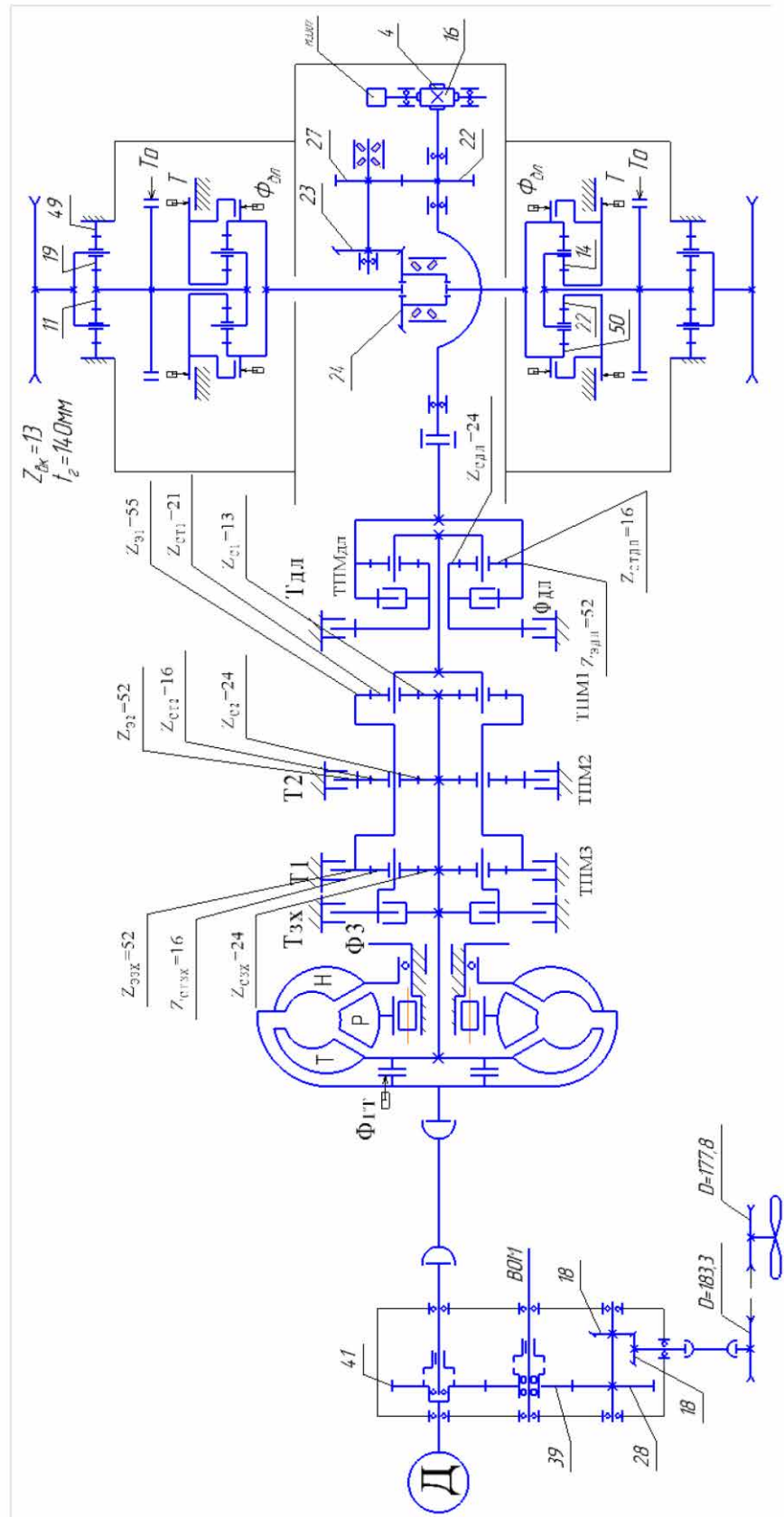


Рисунок 2.1 – Кінематична схема трансмісії

Характеристики двигуна ЯМЗ-236(Б)-2 номінальна потужність кВт(к.с) 184(250) і момент, що крутить, 1030 Н*м при 1400 об/хв, передавальне число вхідного редуктора $U_{BP}=5.454$, гідротрансформатор ГТК-XV-(380) коробка передач (Синтез) планетарна 6-ступінчаста. Передатна кількість головної передачі $U_{ГП}=1,28$, механізм повороту двох ступінчастий ПМП, параметр планетарного ряду $k=1.41$, бортовий редуктор планетарний, радіус провідного колеса $r_{вк}=0,31$ м, кількість зубів $z_{вк}=13$. Маса машини 14000 кг, момент інерції навколо вертикальної осі. $J_z = 48200$ кг•м², довжина опорної поверхні $L=4$ м, ширина колії $B=2$ м, сума поздовжніх координат осей опорних котків щодо центру мас $\Sigma l_i=1,412$ м та сума їх квадратів $\Sigma(l_i)^2= 7,06$ м².

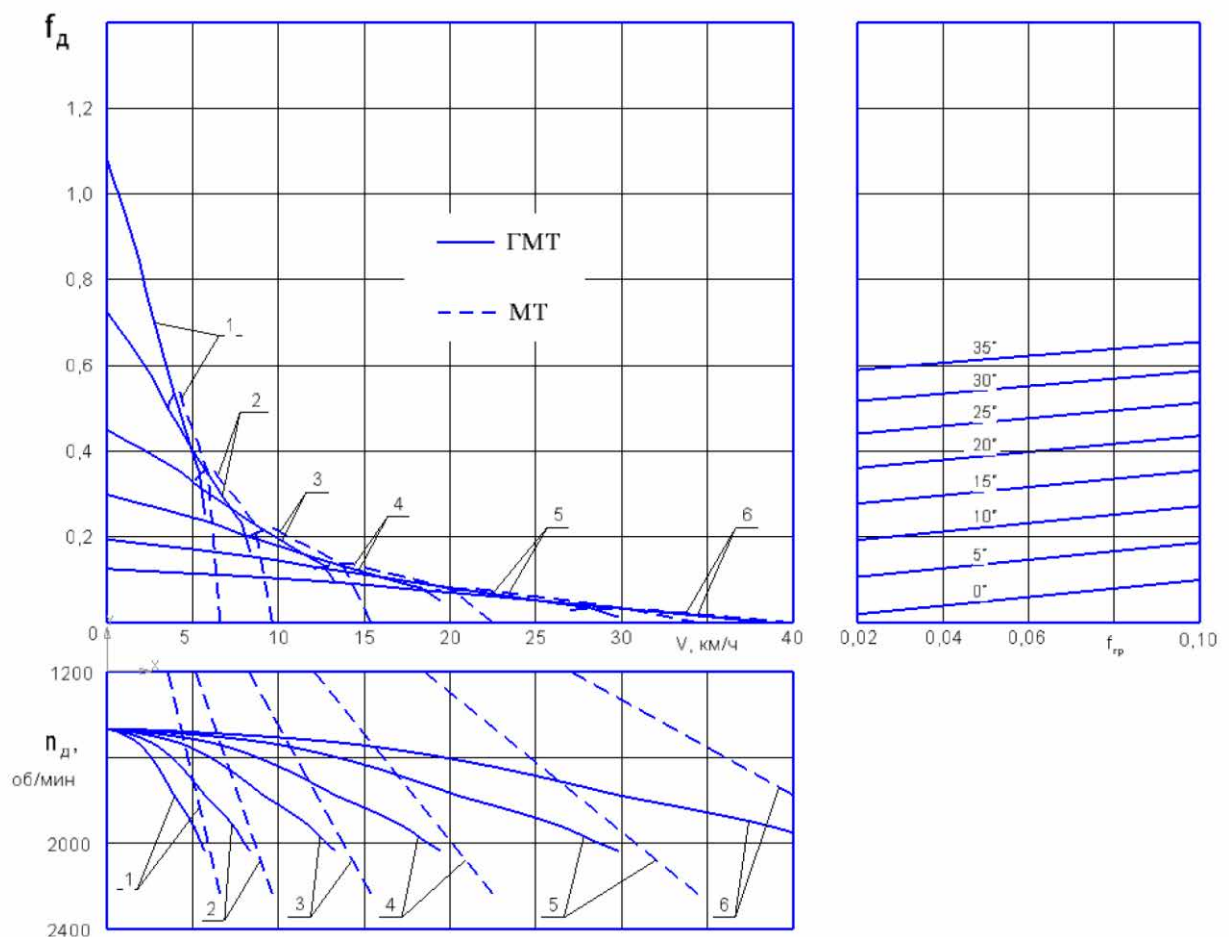


Рисунок 2.2 – Тягова характеристика транспортної машини

2.2 Розрахункова схема та математична модель руху машини в повороті та результати моделювання

При аналізі системи, відповідно до розрахункової схеми, представленої на рис 2.3, рух гусеничної машини як суцільного твердого тіла з нелономними зв'язками, розглядається по п'яти координатах руху центру мас: вздовж осей x, y навколо осі z , а так само обертання провідних коліс ω_1 , ω_2 .

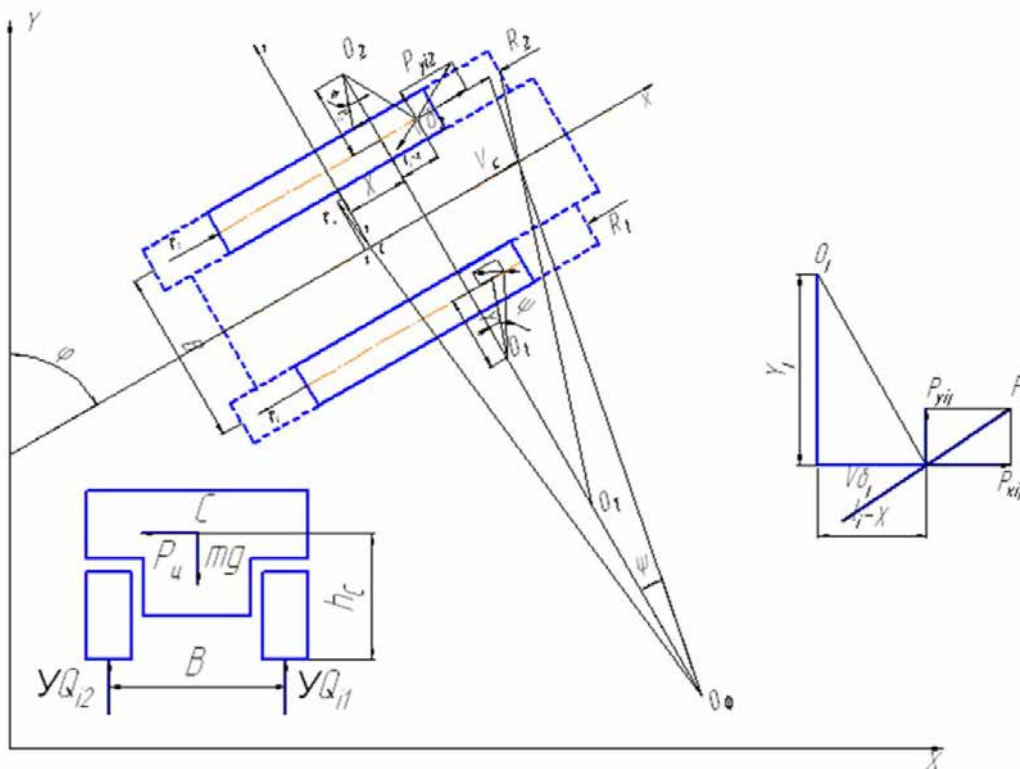


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема руху машини

Розглянемо випадок плоскопаралельного руху машини з довжиною опорної поверхні L і шириною колії B як суцільного твердого тіла масою m та моментом інерції навколо вертикальної осі J_z на горизонтальній площині XOY . Основні параметри керованого руху: поздовжня швидкість V , кривизна траєкторії K , кутова швидкість $\dot{\psi}$ та курсовий кут ψ - визначаються з урахуванням рівнянь руху машини рухомий системі координат, початок якої поєднано з центром мас машини. Центр мас у реальних конструкціях машин

зазвичай зміщений щодо точки перетину поздовжньої та поперечної осей симетрії. У роботах [28, 31] та інших., присвячених дослідженню стійкості і керованості транспортних машин, показано, що зміщення центру мас щодо середини опорної поверхні багато чому визначає такі властивості машини, як надлишкова, нейтральна і недостатня керованість. У зв'язку з цим у розрахунковій схемі враховується, що поздовжня координата центру мас може бути зміщена щодо середини опорної поверхні на величину X_C .

Відповідно до керуючих дій водія, поворот гусеничної машини відбувається з теоретичним радіусом R_T навколо полюса повороту O_T . Через неформалізований юз і буксування гусениць, поворот корпусу машини здійснюється з фактичним радіусом. R_ϕ навколо центру O_ϕ з кутовою швидкістю $\dot{\psi}$, яка також відрізняється від теоретичної. Юз і буксування відбувається через не голономність зв'язку гусениць із ґрунтом. З планів швидкостей у розрахунковій схемі – встановлюється співвідношення між фактичним радіусом повороту та теоретичним:

$$R_\phi = R_T(B + y_1 + y_2)/B \quad (2.1)$$

Рівняння руху можуть бути складені на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду (неголономні зв'язки зумовлюють необхідність використання форми рівняння Лагранжа з невизначеними множниками), на основі принципу Д'Аламбера або у векторній формі, на основі використання формули Бура, що описує зв'язок між повною та локальною похідні вектор. Для обґрунтування шляхів удосконалення якості перехідних процесів моделюється динаміка повороту гусеничної машини на платформі LMS Amesim [29]. Незалежно від методу складання, рівняння плоскопаралельного руху центру мас машини наводяться до вигляду:

$$\begin{cases}
\dot{V}_x = \delta_x^{-1} g(f_d - f_c) - V_y \omega \\
m \dot{V}_y = m V_x \omega_m + \Sigma C_i \theta_i \\
\dot{\omega}_m J_z = -m V \omega \cdot (\chi - l_{u.m}) + \Sigma_i C_i \cdot \theta_i (\chi - l_i) - C_{tor} (\varphi_m - \varphi_d) - b_{dis} (\omega_m - \omega_d) \\
\dot{\omega}_y J_y = -C_{tor} (\varphi_d - \varphi_m) - b_{dis} (\varphi_m - \varphi_d) + M(f) \\
f_c = f_{cp} + i + f_{\Pi} \\
\chi = a(V_x, \omega, \mu) \\
\theta = f(\omega, V_x, \chi) \\
C_i = f(\mu, \omega)
\end{cases} \quad (2.2)$$

де: m – маса машини; $\dot{x}$ – поздовжня швидкість; $\ddot{x}$ – поздовжнє прискорення; $\dot{y}$ – поперечна швидкість; $\ddot{y}$ – поперечне прискорення; $\dot{\phi}$ – кутова швидкість; g – прискорення вільного падіння; f_d – динамічний фактор; f_s – коефіцієнт опору руху; C_{y_i} – коефіцієнт опору відведення i -ої пари опорних котків; χ – поздовжнє зміщення полюса повороту; θ – кут відведення; l_i – відстань від центру мас до осі i -ої пари опорних котків; I_z – момент інерції машини; M_n – момент, що повертає, C_{tor} – наведена жорсткість системи керування.

Відмінність моделі полягають у тому, що в ній враховуються пружно-інерційні властивості елементів трансмісії та рушія, незалежно від виду ґрунту (деформований або твердий) формування моменту опору повороту здійснюється відповідно до гіпотези про бічне уведення шин опорних котків.

Для моделювання траєкторії руху машини здійснюється перехід із рухомої системи координат у нерухому, що визначає реальний рух машини щодо поверхні Землі.

Перше рівняння системи визначає поступальний рух машини вздовж осі X . Коефіцієнт опору руху f_c враховує питомі витрати потужності під час руху машини в повороті. Віднімається у правій частині рівняння визначає поздовжню складову відцентрової сили.

Друге рівняння описує бічне рух машини вздовж осі Y і визначає необхідну ширину коридору руху. Другий доданок у правій частині визначає суму бічних сил, що формуються добутком нелінійних коефіцієнтів опору бічному відводу, що є функціями кутів ковзання окремих опорних котків та виду ґрунту, на відповідні кути відведення опорних котків. Третє рівняння

описує обертальний рух машини щодо центру (полюса повороту), зміщеного щодо середини опорної поверхні на величину χ . Момент опору обертанню, на відміну класичної тракторної моделі, також формується моментами від бічних сил функціями кутів ковзання окремих опорних котків і виду ґрунту. Розрахункова схема визначення моменту опору наведена на рис 2.4.

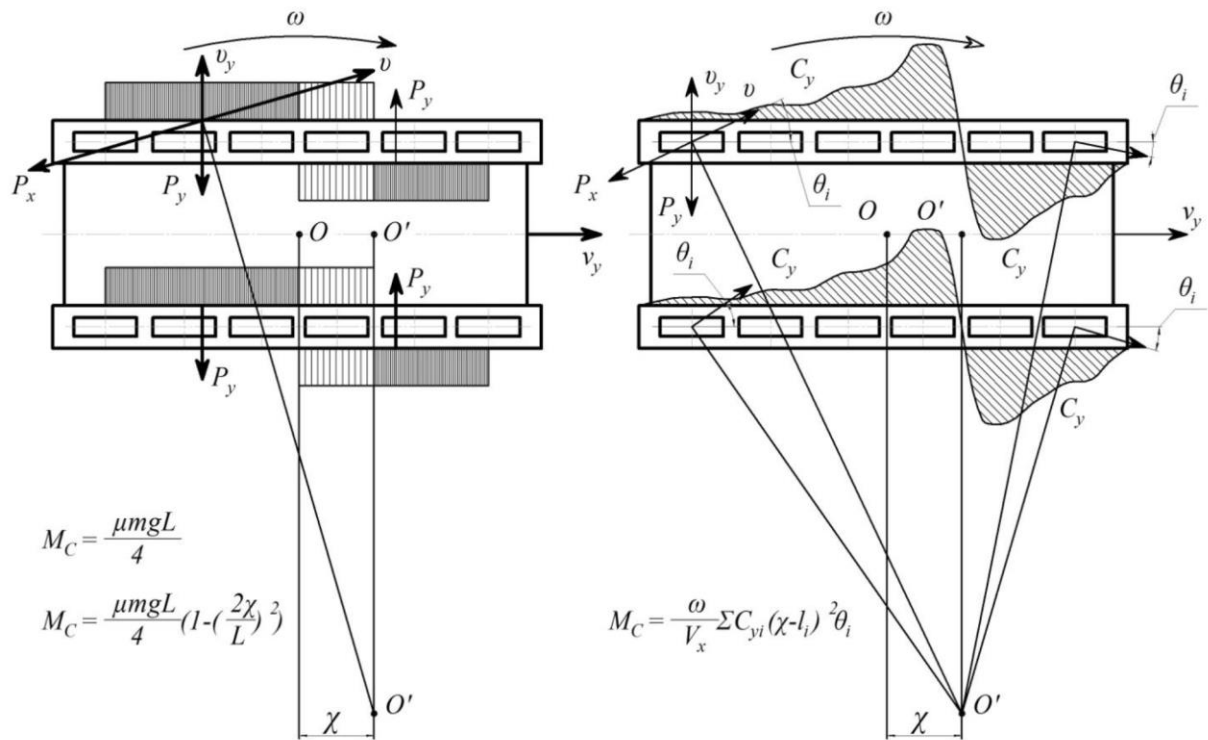


Рисунок 2.4 - Розрахункова схема визначення моменту опору повороту

При цьому коефіцієнти опору бічному виводу є інтегральними характеристиками, що враховують опір бічному виводу, що формується ділянками гусеничного ланцюга між опорними котками. Розрахунково-експериментальний метод визначення цих коефіцієнтів в залежності від умов руху наведено нижче. Повертаючий момент формується системою управління, пружні елементи якої перетворюють момент від двигуна, що визначається четвертого рівняння. Таким чином, у пропонованій моделі руху використовується автомобільна схема формування бічних сил з нелінійними квазі-коефіцієнтами опору бічному виводу, що дозволяє врахувати особливості фізичного процесу взаємодії рушія з опорною основою. Дана модель дозволяє вирішити наведені вище завдання. Новизна пропонованого підходу полягає не

так у застосуванні автомобільної схеми формування бічних сил, а в розробленому методі розрахунково-експериментального визначення параметрів ґрунту та квазі-коефіцієнта опору бічному виводу в режимі реального часу. Це дозволяє обґрунтовано керувати траєкторією руху та коригувати її відхилення за допомогою додатка необхідного моменту, що повертає.

Величину наведеної жорсткості C_{tor} розглядатись як деформації сполучних валів, робочих гілок гусениць, елементів блоку підвіски опорних котків, а також витяжкою вільних гілок гусениць [28]. У цій роботі наведена жорсткість сприймається як лінеаризована. При повороті гусеничної машини значення наведеної жорсткості та наведеного моменту інерції двигуна залежать від передавального числа коробки (номера включеної передачі).

Динамічні параметри суттєво залежать не тільки від інерційних властивостей машини її елементів, а й наведеної жорсткості трансмісії. При розрахунках наведена жорсткість трансмісії приймалася рівною $C_{tor}=84000$ [Нм/рад]. Наведений момент інерції двигуна визначається з урахуванням передатного відношення між узагальненими координатами двигуна (четверте рівняння у системі 2.2) та корпусу машини у обертовому русі (друге рівняння у системі 2.2), а також особливості кінематики механізму повороту машини.

$U_{TP} = U_{КП} \cdot U_{МП} \cdot U_{БР}$ - передаточне число до провідного колеса,

$U_{МП} = \frac{1+k}{k}$ - передатне число механізму повороту,

$\omega_{BK} = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}}$ - кутова швидкість ведучого колеса,

$V_{BK} = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}} \cdot R_{BK}$ - лінійна швидкість ведучого колеса (гусениці),

$\omega_M = \frac{V_{BK}}{\left(\frac{B}{2}\right)} = \frac{2V_{BK}}{B} = \frac{\omega_{ДВ}}{B} \cdot R_{BK} \cdot \frac{2}{B}$ - кутова швидкість повороту машини,

$U_{SUM} = \frac{\omega_{ДВ}}{\left(\frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}} \cdot R_{BK} \cdot \frac{2}{B}\right)}$ - сумарне передатне число від двигуна до машини.

Таблиця 2.1 - Параметри об'єкта експериментального дослідження

Передавальна кількість трансмисії	№ передачі у трансмісії
172,401	I
117,955	II
73,792	III
51,48	IV
32,958	V
22,543	VI

Для машини наведений момент інерції J_{ice} варіюється від 6148 кг•м² до 359589 кг•м². При визначенні якості перехідних процесів значення моменту, що повертає, задавалися у вигляді ступінчастої функції, що імітує вхід машини в поворот. При цьому максимальне значення приймалося рівним 0,9 максимально можливого за умовами руху, що визначається коефіцієнтом опору повороту.

Для визначення траєкторії руху щодо землі вводиться нерухома інерційна система координат. У працях академії національної оборони Японії приділяється багато уваги моделюванню руху. При цьому рух гусеничної машини розглядається також у нерухомій системі координат, пов'язаній з ґрунтом, та рухомий, початок якої поєднано з геометричним центром машини. Аналогічні моделі криволінійного руху гусеничної машини розроблені Віксбурзькою експериментальною станцією Збройних сил США, де також прийнято дві системи координат. Кутова швидкість рухомої системи координат відносно нерухомої дорівнює кутовій швидкості корпусу машини $\bar{\omega}$, а її проекції на осі становлять:

$$\begin{cases} x = \int_0^t (V_{cx} \cdot \cos \beta - V_{cy} \cdot \sin \beta) dt \\ y = \int_0^t (V_{cx} \cdot \sin \beta + V_{cy} \cdot \cos \beta) dt \\ \beta = \int_0^t \omega_z dt \end{cases}$$

При цьому машина сприймається як багатоопорна. На відміну від раніше прийнятих припущень про сталість значень цього параметра (рух із незначною кривизною) у цій роботі залежність $C_{yi}(\theta)$ є не лінійною функцією від кута бічного відведення та кривизни траєкторії.

Значення коефіцієнта опору відведення визначається за рівнянням

$$C(\theta_i) = \frac{M_{\Pi}}{\Sigma(l_i - x)\theta_i},$$

де M_n – момент, що повертає.

У процесі руху гусеничної машини значення функції коефіцієнта опору повороту від кута ковзання вимірюється досить точно. Враховуючи, що параметри μ і C_y є похідними бічних сил.

$$C_{yi} = a_i \cdot \ln \theta_i + b_i,$$

де: $a_i, b_i - Const$, відповідають типу ґрунту,

$$\theta_i - \text{кут відведення } i \text{ вісі, } \mu = \mu_y \left(1 - \exp\left(\frac{-k}{k_0}\right) \right).$$

Результати визначення функції $C_{yi}(\theta_i)$ при дискретних значеннях $\mu = 0,1 \dots 0,8$ наведено на рис 1.

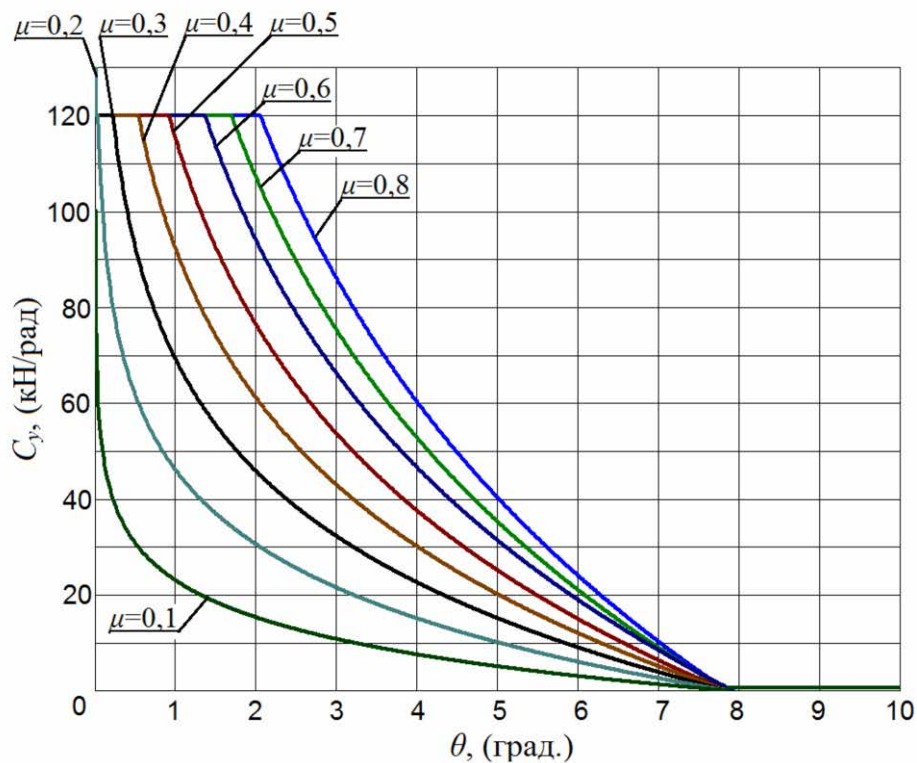


Рисунок 2.5 - Залежність коефіцієнта опору відведення від величини кута ковзання при варіації коефіцієнта опору повороту.

З використанням отриманої залежності $C_y(\theta, \mu)$, шляхом імітаційного моделювання системи (2.2) встановлено вигляд функції поздовжнього зміщення полюса повороту $\chi(t)$ при періодичному вмиканні механізму повороту. При вході у поворот χ зростає від 0 до 2 м. При повороті в протилежний бік $\chi \rightarrow 0$, а потім знову зростає і зміщується на край опорної поверхні в момент часу ($t=6$ с.) (графік 1 на рис 2.6). Збільшення χ призводить до зростання кутів відведення див. (графіки 1 ... 6 на рис 2.6). На рис 2.6 цифри 1...6 відповідають кутам відведення відповідних осей опорних котків.

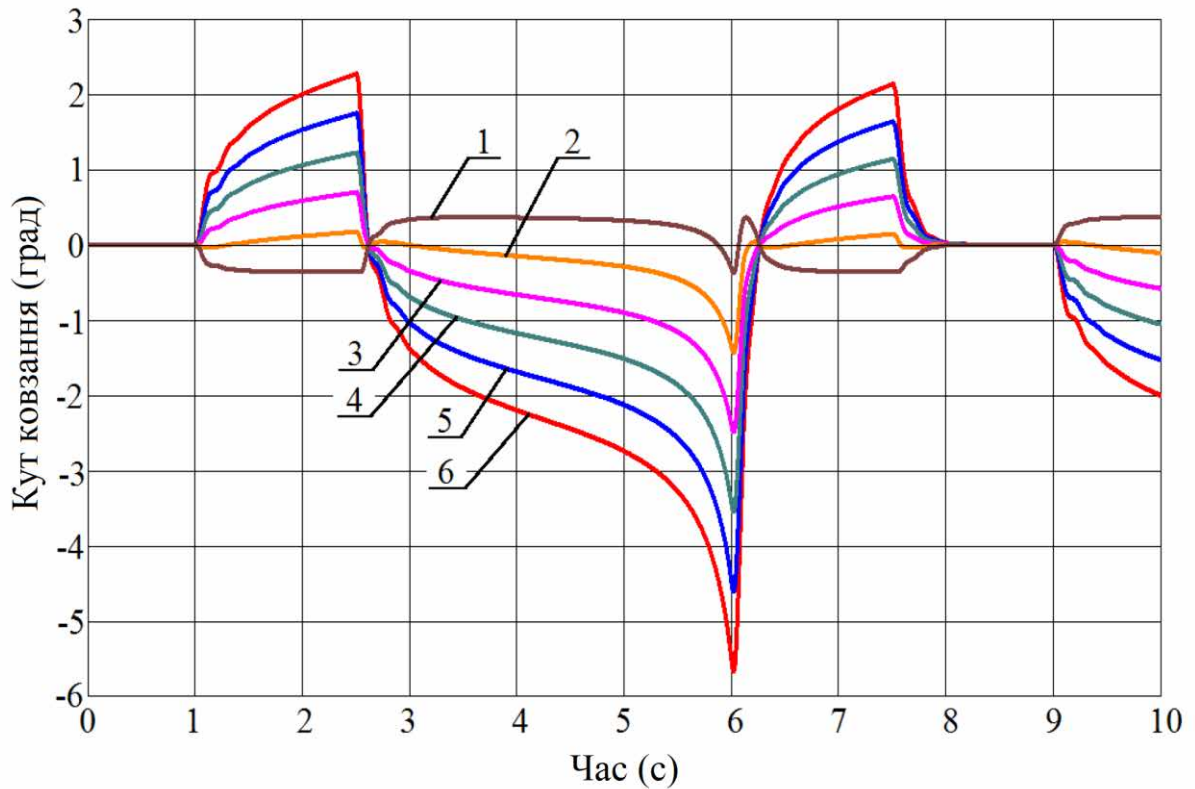


Рисунок 2.6 – Кути відведення окремих осей пар опорних котків

При відомих значеннях функцій $\mu(k)$, і $C_y(\theta)$ можна визначити поздовжнє зміщення центру повороту χ , отже, і швидкість руху, придільна за стійкістю, коли $\chi \rightarrow 0,5L$. Слід зазначити, що характер залежності коефіцієнта опору виведення вимагає додаткового зниження швидкості руху машини по твердому ґрунту. Наведені функції реалізовані в процесі моделювання руху по різних траєкторіях (тестова змійка та кола різних радіусів). При цьому значення моменту, що повертає, задавалося у вигляді дискретної одиничної функції. $\pm I(t)$. Амплітуда повертаючого моменту визначалася відповідно до значення коефіцієнта опору повороту.

При чисельному моделюванні приймалося, що пружно інерційні параметри, кінематичні та інші приймалися відповідними об'єкту експериментального дослідження.

Значення фізико-механічних властивостей деформації ґрунту прийняті $\mu=0,8, f_c=0,07$. Довжина напівхвилі тестової змійки ΔS застосовується рівною 20, 30 і 40 м. Рух імітується при включеній передачі 5, заблокованому

гідротрансформаторі, загальне передатне число трансмісії $u_{mp}=32,958$, що відповідає швидкості руху $v_5=32$ км/год. Під час дослідження визначалися кінематичні параметри траєкторії руху k, χ, θ .

$$k = \frac{\dot{\phi}}{v} \text{ или } k = \frac{tg\theta_3 - tg\theta_n}{L}, \chi = \frac{v^2 Lk}{2\mu g}, \theta = arctg\chi k$$

Значення моменту, що повертає, задавалися у вигляді ступінчастої функції, що імітує вхід машини в поворот, при цьому максимальне значення приймалося рівним 0,9 від максимально можливого за умовами руху, що визначається коефіцієнтом опору повороту.

Для оцінки впливу податливості сполучних валів трансмісії та робочих гілок гусениці моделювання виконувалося без урахування податливостей (4 рівняння системи 2.2 не враховувалося). В цьому випадку перехідний процес відбувається без вагань (див. рис 2.7).

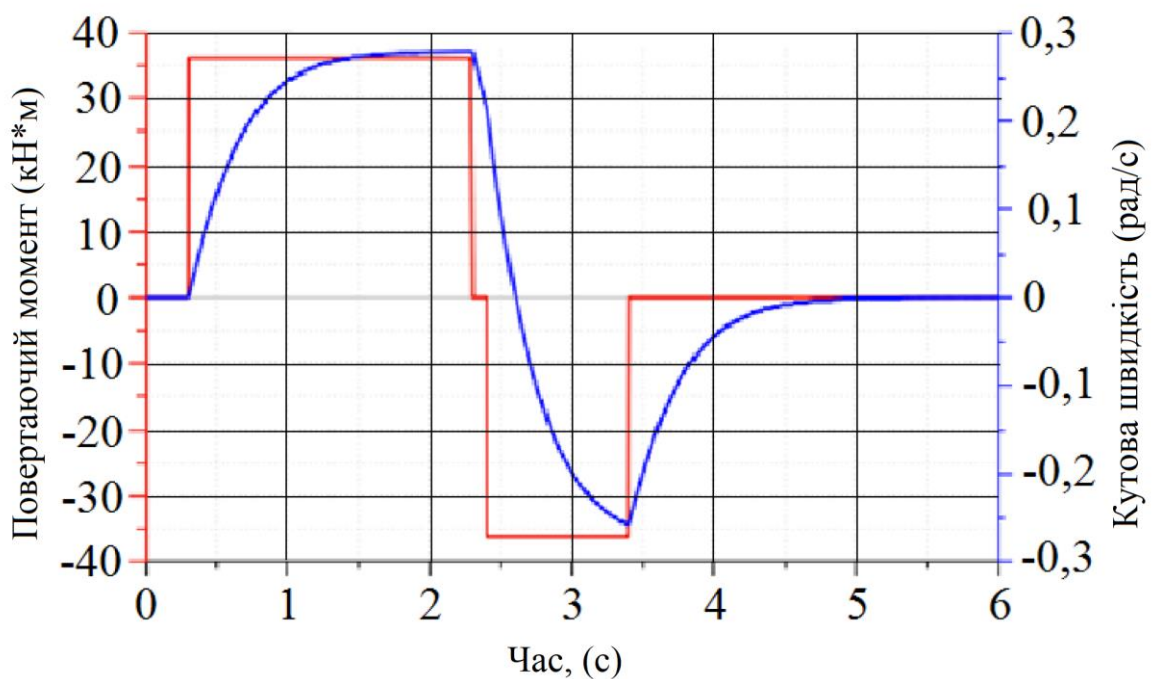


Рисунок 2.7 - Результати моделювання криволінійного руху машини без урахування пружності гілок гусениць та сполучних валів трансмісії

При обліку податливостей перехідні процеси супроводжуються коливаннями моменту (рис 2.8) з амплітудою 1,5 і більше, останнє відповідає

експериментальними даними. У зв'язку з цим подальше дослідження відбувається з урахуванням реальної жорсткості системи.

При взаємодії гусеничного рушія з опорною основою здійснюється через неголономні зв'язки, що визначаються буксуванням гусениць, що вносить додатковий ступінь свободи. У роботі [19] нелономні зв'язки описані кінематично через поздовжнє зміщення полюса повороту внаслідок дії відцентрової сили, пропорційно квадрату швидкості та кривизні, призводить до відхилення поздовжньої осі машини щодо дотичної до необхідної траєкторії на кут $\Theta = \arctg \chi k$, тобто. бічному руху гусеничної машини в повороті.

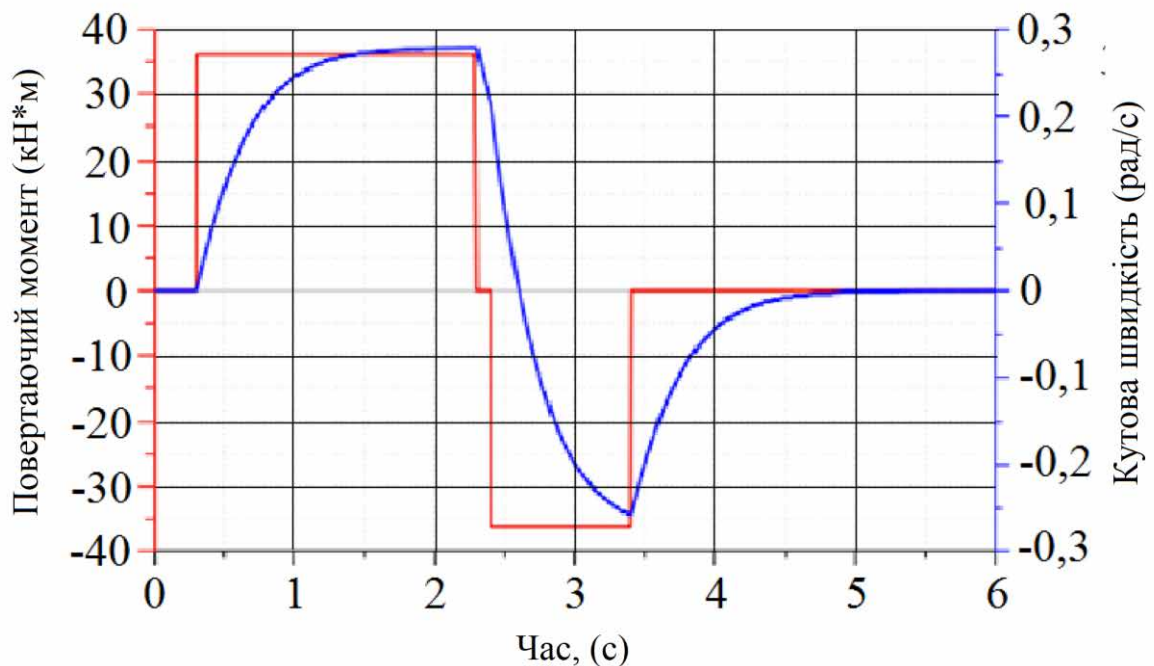


Рисунок 2.8 - Результати моделювання криволінійного руху машини з урахуванням пружності ланок гусениць та сполучних валів трансмісії

При повороті машина здійснює обертальний рух із кутовою швидкістю $\dot{\psi}$ та долає момент опору M_C , та момент інерції корпусу машини навколо вертикальної осі $I_{ГМ}$.

Момент опору повороту формується при взаємодії гусениць з ґрунтом та моментом інерції машини, в першу чергу залежить від властивостей

грунту, радіусу та швидкості руху [14, 18, 24] та багато в чому визначає керованість та стійкість руху машини. Численними експериментальними дослідженнями встановлено, що зі зростанням швидкості поступального руху збільшуються вертикальні прискорення опорних котків. При обробці значень, отриманих під час експерименту, у спектрі прискорень домінує тракова частота ($f_{TP} = V/I_{TP}$). Еластичність гумових шин опорних котків, пружністю конструктивних елементів підвіски створюють додаткові ступені свободи. При русі великій швидкості вертикальні переміщення опорних котків, з певним моментом інерції, можуть призвести до прецесії, тобто. внаслідок дії гіроскопічного моменту вертикальні коливання опорних котків можуть призвести до коливань у горизонтальній площині.

Як показано в першому розділі, складність та нестабільність процесу формування бічних сил зводить до мінімуму встановлення аналітичних залежностей. У зв'язку з цим момент опору повороту визначається основі використання експериментальних даних.

Сили опору прямолінійному руху машини формуються опором ґрунту f_c і досить низьким ККД зачеплення гусениці з провідним колесом $\eta_r=0,92\dots0,95$. А також швидкісними витратами потужності на перемотування гусениць та кочення опорних котків по біговій доріжці. Витрати потужності на перемотування гусениць залежать від швидкості руху, параметрів конструкції та стану ходової частини.

На рис 2.9 наведено розрахункову залежність гранично допустимих швидкостей руху від повертаючого моменту для різних ґрунтів ($\mu=0,1\dots0,9$).

Лінією *а-б* накладено кінематичне обмеження максимально можливої швидкості руху гусеничної машини. Завдяки тому, що в математичній моделі використовуються залежності автомобільної математичної моделі, з'являється можливість застосувати формулу для оцінки стійкості прямолінійного руху багатовісного автомобіля.

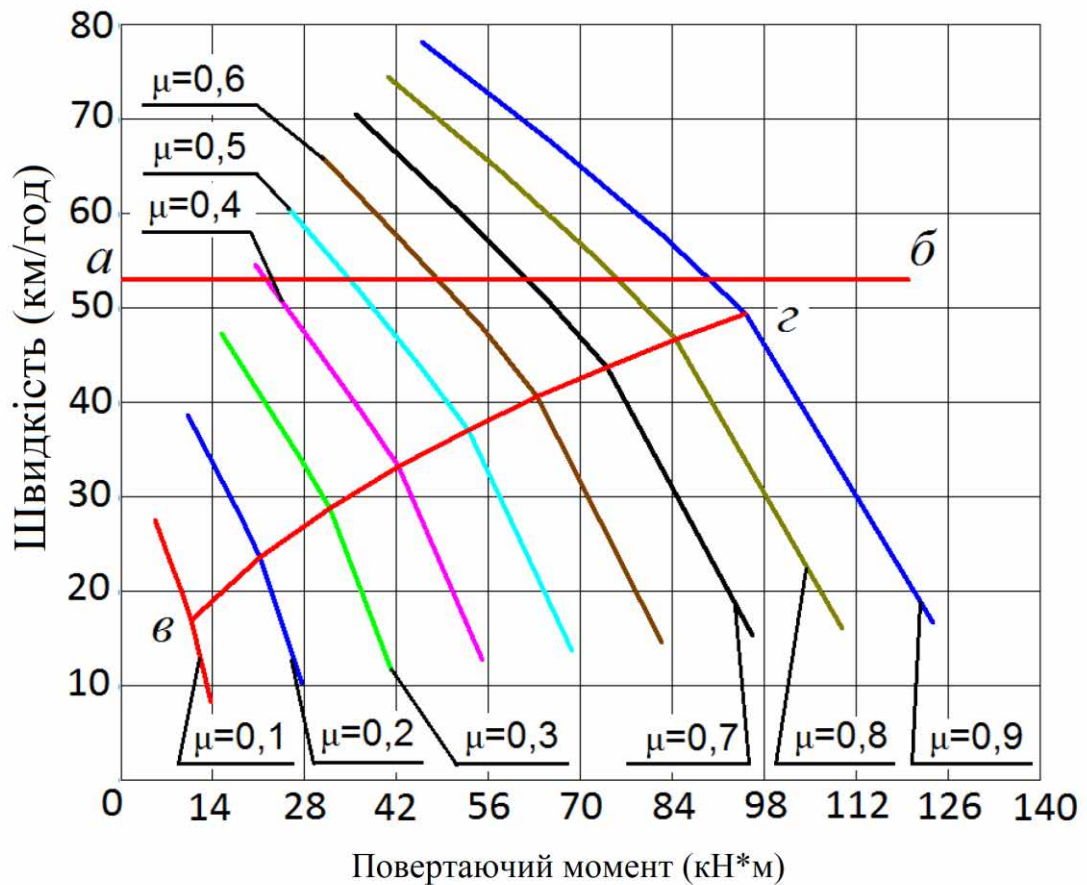


Рисунок 2.9 - Залежність гранично допустимих швидкостей руху від моменту, що повертає, для різних ґрунтів

Стійкість прямолінійного руху визначає жорсткість гумових шин опорних котків, при холодних шинах коли коефіцієнт опору бічному виводу максимальний = 120 000 Н/рад і не обмежено великої потужності двигуна, максимальна швидкість руху може досягати 130 км/год, а при гарячих шинах, коли коефіцієнт опору виведення в 2 рази нижче = 60 000 Н/рад, максимальна швидкість руху обмежується 35-40 км/год.

Іншим обмеженням максимальної швидкості руху є кваліфікація водія.

Лінія *В-Г* є межею між стійким і не стійким рухом машини. Область нижче лінії *В-Г* характеризується нестійким рухом при керуванні водієм низької кваліфікації, так як він не здатний задавати низький момент, що повертає, а це призводить до швидкого наростання кутової швидкості і

втрати стійкості. Для забезпечення необхідної кривизни траєкторії руху машини водій змушений знижувати швидкість руху.

Область вище лінії в-г характеризується стійким рухом при керуванні водієм високої кваліфікації, завдяки своєму досвіду і навичці водій задає нижчий момент, що повертає, і тим самим здатний керувати машиною на більш високій швидкості з необхідною кривизною траєкторії.

На рис 2.10 наведено залежності допустимої кутової швидкості та кривизни траєкторії від моменту, що повертає.

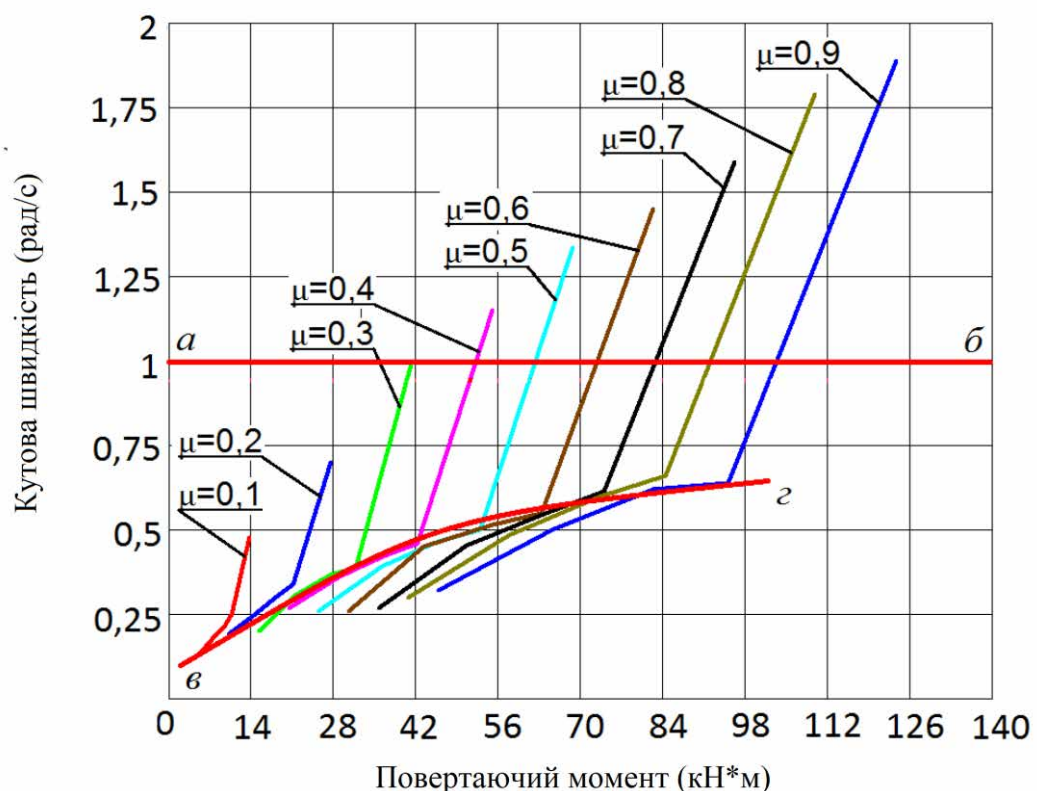


Рисунок 2.10 - Залежність кутової швидкості від моменту, що повертає, для різних ґрунтів

На рис 2.10 лінією а-б нанесено розрахункове обмеження по кутовій швидкості в 1 рад/с, але насправді кутова швидкість набуває менших значень, це пов'язано з обмеженням настановної потужності гідрооб'ємної передачі, потужністю двигуна та утримуючої здатності ґрунту.

Лінією *в-г* поділяє дві зони стійкого та нестійкого руху. Область під лінією *в-г* характеризує стійкий рух, при незначному збільшенні моменту, різко зростає кутова швидкість і втрачається стійкість руху, область над лінією *в-г*, внаслідок зміщення полюса повороту за край опорної поверхні.

Дані залежність зберігається і для кривизни траєкторії (рис 2.11), де також є дві зони, стійкого і нестійкого руху розділені лінією *а-б*.

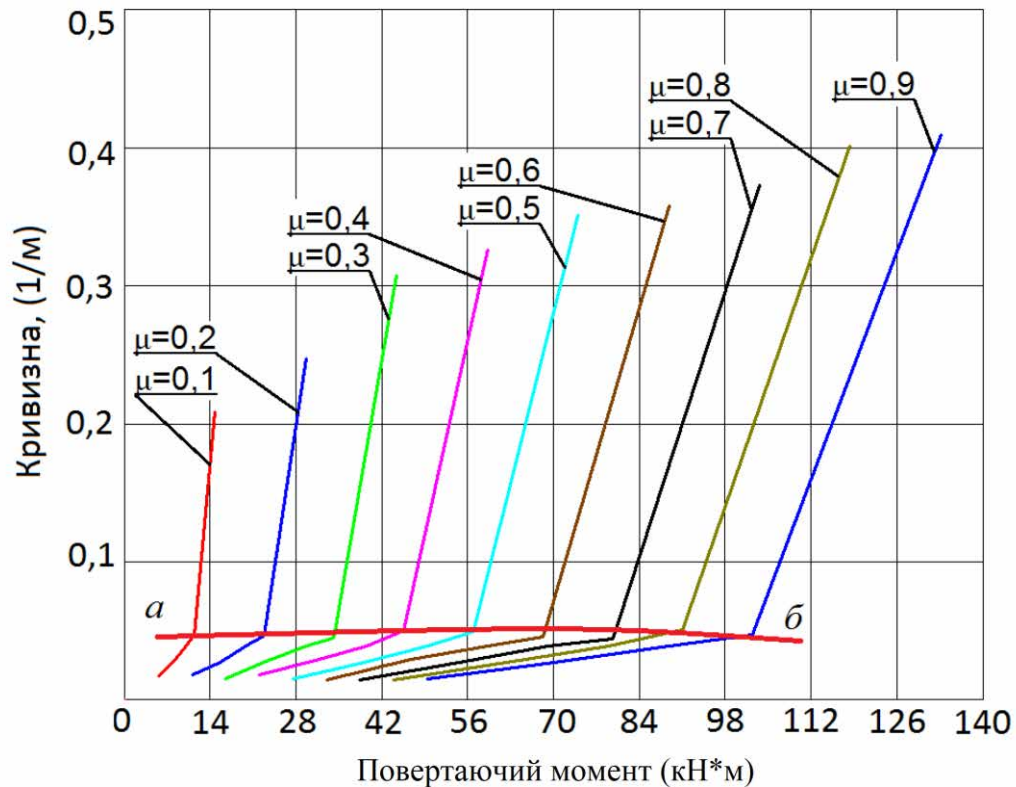


Рисунок 2.11 - Залежність кривизни траєкторії від моменту, що повертає, для різних ґрунтів

Всі ці результати можна звести в одну «Матрицю управління» та побудувати 3-х параметричні об'ємні графіки (рис 2.12).

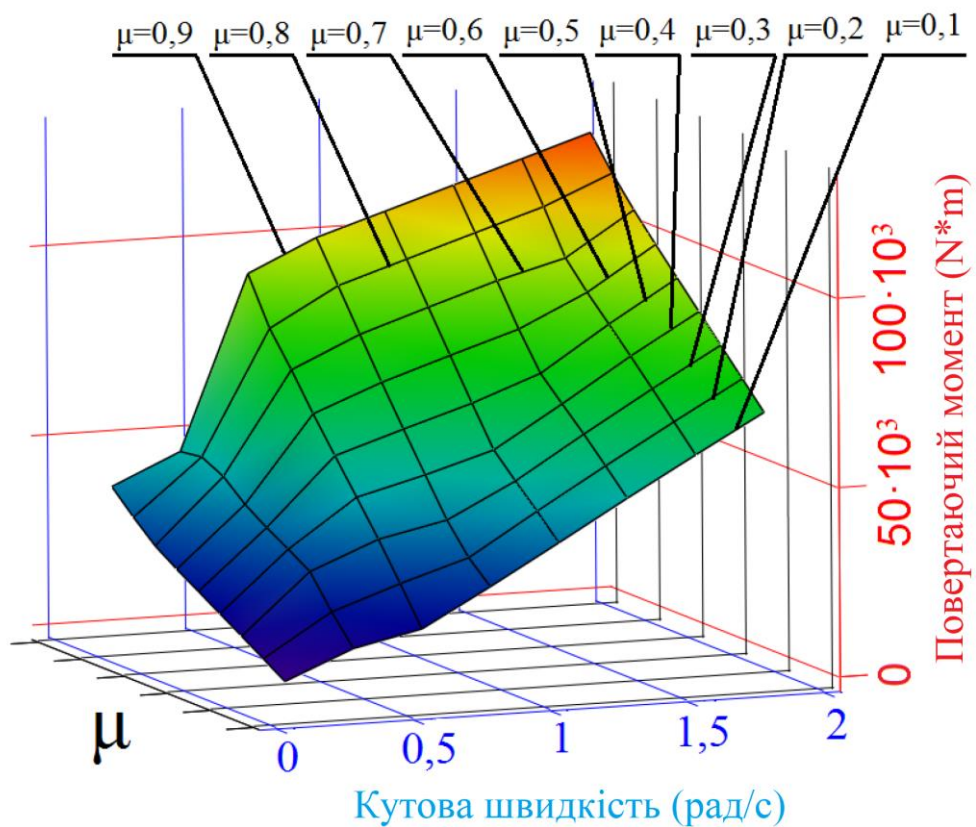


Рисунок 2.12 - Трьох параметричний графік залежності кутової швидкості від моменту, що повертає, для різних значень μ

Таким чином, отримані нові результати дозволяють уточнити методику проектного розрахунку, точніше прогнозувати рухливість гусеничної машини, оцінювати стійкість її руху. Розроблена математична модель та методи експериментального визначення умов та параметрів руху гусеничної машини дозволяють отримати залежність реакції машини на керуючі впливи при різних обмеженнях. Це сприяє вдосконаленню коригувальних пристроїв – помічників оператора транспортної машини, а також розробки ефективних алгоритмів автономного безпілотного управління роботом на базі гусеничної машини.

Висновки по розділу 2

1. Відповідно до кінематичної схеми трансмісії транспортної машини розроблено розрахункову схему плоскопаралельного руху в рухомій та нерухомій системі координат.

2. Розрахункова схема математичної моделі відрізняється тим, що враховується податливість елементів трансмісії та гусениць. Крім того, враховується складова моменту опору повороту формується моментом інерції корпусу машини навколо вертикальної осі та суттєва нелінійність системи управління поворотом з дискретними властивостями.

3. Модель дозволяє імітувати рух машини по заданій траєкторії та визначати кінематичні силові та динамічні параметри.

4. Уточнено метод прогнозування швидкісних якостей гусеничних машин залежно від коефіцієнта фазової напруженості. При цьому встановлена залежність частоти процесу (включення механізму повороту) при русі по трасі з детермінованою функцією кривизни і при випадковій зміні цього параметра.

5. Аналіз якості перехідних процесів входу в поворот показав, що перерегулювання залежить від швидкості, виду ґрунту та жорсткості системи. Істотне перерегулювання, коливність перехідного процесу та його тривалість обмежує рухливість гусеничної машини.

При теоретичному дослідженні прийнято низку припущень, оцінка коректності цих припущень визначається зіставленні результатів моделювання з експериментальними даними.

3 КОМПЛЕКС ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ

Відповідно до поставлених у роботі дослідженні завдань для проведення вимірювань було використано комплекс інформаційно-вимірювальної апаратури, на базі програмно-апаратної частини Raselogic VBOX3i. Структурна схема бортового інформаційно-вимірювального комплексу представлена на рис 3.1.

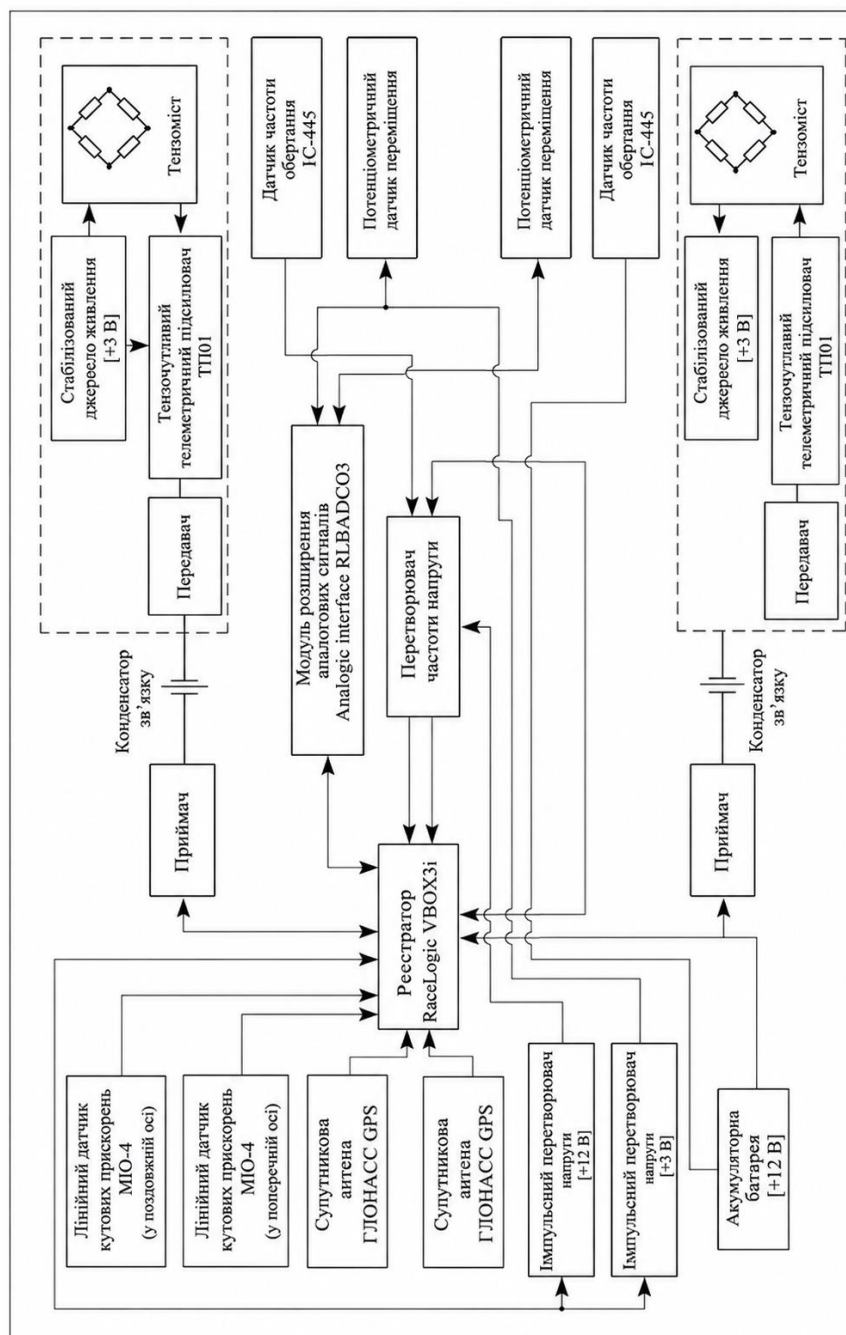
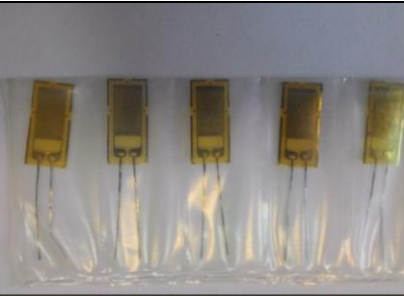
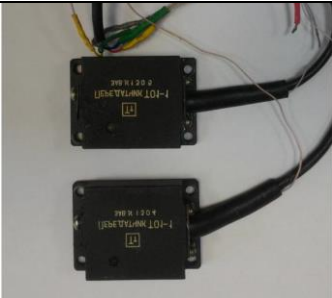
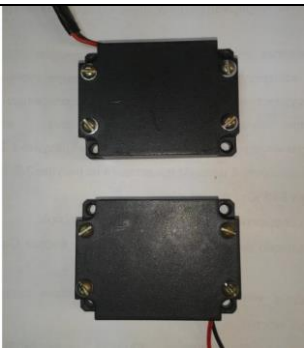


Рисунок 3.1 – Структурна схема бортового інформаційно-вимірювального комплексу

Відповідно до структурної схеми інформаційно-вимірювального комплексу в таблиці 3.1 наведено елементи, що входять до його складу, їх загальний вигляд та призначення.

Таблиця 3.1 - Склад реєстраційно-вимірювальної апаратури

№	Устаткування		Призначення
	Найменування	Зображення	
1.	VBOX3i, GPS антени, Analogue interface, IMU04		Вимірювання та реєстрація силових та кінематичних параметрів руху гусеничної машини
2.	Тензометричний датчик КФ5Р2-5-200-B12 (8шт.)		Вимірювання деформації вантажних валів
3.	Тензопідсилювач та передавач Т01-1 (2 шт.)		Посилення, перетворення та безконтактна передача на приймач сигналу з тензорезисторів
4.	Приймач Т01-2 (2 шт.)		Прийом сигналу з передавача та передача на реєстратор VBOX3i

5.	Акумуляторна батарея Т01-5 (5.5 В, 1100 мА*ч) (2 шт.)		Стабілізоване джерело живлення
6.	Індуктивний датчик частоти обертання (2 шт.)		Визначення частоти обертання вантажних валів
7.	Перетворювач частота – напруга		Перетворювач імпульсних сигналів у напругу
8.	Потенціометричний датчик переміщення		Визначення положення важелів золотникової коробки

У процесі експериментального дослідження об'єкта значення параметрів, що реєструються, наведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Реєстровані параметри

№ п/п	Найменування параметру	Позначення параметра	Одиниця виміру	діапазон вимірів
1.	Час	t	с	0...2000
2.	Курсовий кут	φ	град	0...360
3.	Кутова швидкість повороту	ω	град/с	± 90
4.	Лінійна швидкість центру мас зразка	V	м/с	0...22
5.	Кут ковзання центру мас машини	a_{cm}	град	0...360
6.	Кут ковзання передньої правої ковзанки	a_{nn}	град	0...360

7.	Кут ковзання передньої лівої ковзанки	$\alpha_{пл}$	град	0...360
8.	Кут ковзання задньої правої ковзанки	$\alpha_{зп}$	град	0...360
9.	Кут ковзання задньої лівої ковзанки	$\alpha_{зл}$	град	0...360
10.	Номер передачі	N	ед.	1...6
11.	Поздовжнє лінійне прискорення т. Н	g_{npH}	м/с ²	±14,7
12.	Поперечне лінійне прискорення т. Н	g_{nonH}	м/с ²	±14,7
13.	Вертикальне лінійне прискорення т. Н	$g_{вертH}$	м/с ²	±14,7
14.	Поздовжнє лінійне прискорення т. К	g_{npH}	м/с ²	±14,7
15.	Поперечне лінійне прискорення т.К	g_{nonH}	м/с ²	±14,7
16.	Вертикальне лінійне прискорення	$g_{вертH}$	м/с ²	±14,7
17.	Позначка явища	$OЯ$	—	0;1
18.	Сигнал управління CAN шині	A_{CAN}	v	...
19.	Переміщення штоків актуаторів	$S_{лев,прав}$	мм	0...250
20.	Моменти на вантажних валах	$M_{лев,прав}$	кНм	0...15

Під час експериментального дослідження використовувався комплекс інформаційно-вимірювальної апаратури, побудований на базі програмно-апаратної частини RaceLogic VBOX3i. До складу комплексу входять дві супутникові антени, розташовані на даху машини вздовж осі симетрії рис 3.4, призначені для визначення швидкості руху, курсового кута та кутову швидкість повороту машини. Також у блок розрахунку та реєстрації параметрів RaceLogic VBOX3i вводяться координати центру мас і крайніх опорних котків для розрахунків кутів відведення. Два датчики IMU-04 розташовані в носовій та кормовій частині машини, що вимірюють кутові швидкості та лінійні прискорення по трьох осях. Додатково використали модуль розширення аналогових сигналів 16bit Analogue Interface RLVBAD03, т.к. у реєстраторі RaceLogic VBOX3i мало аналогових входів

для підключення додаткових датчиків. Схема встановлення вимірювального комплексу наведена на рис 3.2.

Для вимірювання крутного моменту, що передається вантажними валами використовувалися тензометричні датчики типу КФ5Р2-5-200-В12, наклеєні і розпаяні за схемою повного моста [26], на вали, що з'єднують через бортові редуктори трансмісію з провідними колесами, для визначення моменту, що повертає.

Для забезпечення передачі даних з тензодатчиків про крутний момент або пружних деформаціях валу, що обертається, або інших деталей, що здійснюють більш складні рухи в просторі (карданного валу) на пристрій збору даних через тензопідсилювач традиційно використовуються контактні пристрої. Незважаючи на їх простоту, мають цілу низку недоліків, що ускладнюють і обмежують можливість їх застосування, через великі кутові швидкості обертання карданного валу.

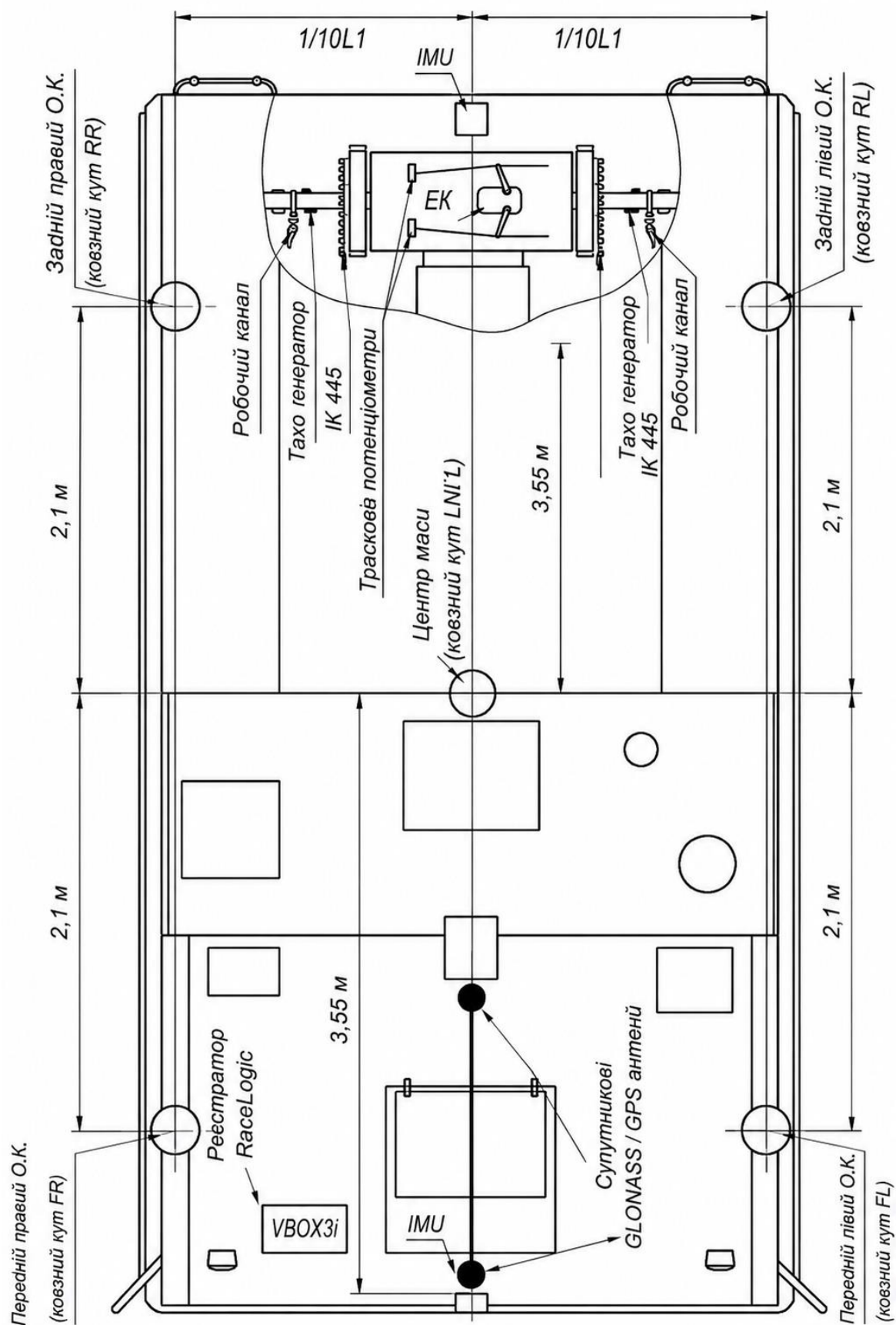


Рисунок 3.2 – Схема встановлення вимірювального комплексу на об'єкті експериментального дослідження

Так як дуже важко передавати сигнал з вантажного валу, що постійно обертається на нерухомі частини корпусу машини, при експериментальному дослідженні застосовувався Тензопідсилювач телеметричний ТТ01 (рис 3.3). Принцип роботи тензоусилителя заснований на перетворенні сигналу тензомоста в частотно-модульовані імпульси і передачі їх за допомогою електростатичного зв'язку (конденсатора) з об'єкта, що обертається (вантажного валу) на нерухомий (корпус машини).

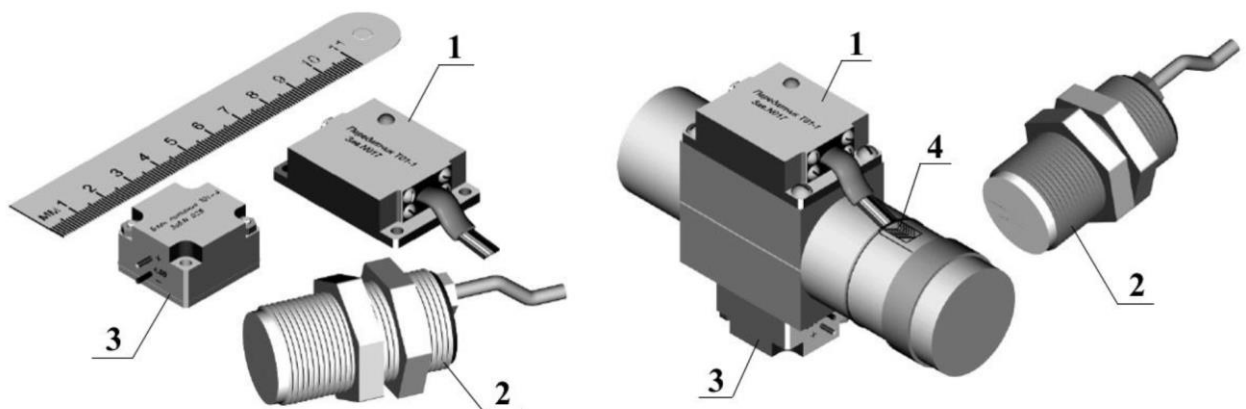


Рисунок 3.5 – Тензопідсилювач телеметричний ТТ01: 1 – передавач Т01-1; 2 – приймач Т01-2; 3 акумуляторна батарея Т01-5; 4 – тензоміст

При передачі сигналів з тензодатчиків за допомогою електричного зв'язку, утвореного антенами передавача і приймача, для підвищення стійкості до перешкод, використаний загальний провідник передавальної і приймальної частин через масу автомобіля.

Поблизу передавальної антени встановлено приймач Т01-2 на спеціально виготовленому кронштейні та закріпленому на корпусі машини. Для надійної передачі сигналу з валу, що обертається, необхідно відрегулювати зазор між передавальною антеною і приймачем здійснюється за допомогою гайок нагвинчених на корпусі приймального пристрою.

Для забезпечення безперебійної працездатності тензомоста, тензопідсилювача та передавача Т01-1 застосовується літій-іонна акумуляторна батарея Т01-5 із вбудованим стабілізатором напруги живлення 5,5 В ємністю 1100 мАгод.

Для визначення частоти обертання вантажних валів та подальшого розрахунку теоретичної кривизни траєкторії руху машини застосовується індуктивні датчик IC445 та металеві диски з маркерними зубами. Отриманий сигнал із датчиків частоти обертання, після перетворення в електронному пристрої «імпульс-частота-напруга» (ІЧН) передається в реєстратор RaceLogic VBOX3i.

На цій машині штурвал з'єднаний через тяги з важелями управління золотникової коробки планетарного механізму повороту. Тому сигнали датчиків переміщення тяг однозначно визначають керуючий вплив регулювання напрямом рухом машини.

У зв'язку з можливістю появи в бортовій мережі транспортної машини імпульсної напруги, для живлення вимірювального комплексу додатково використовувався зовнішній автомобільний акумулятор (+12 В ємністю 1900 мАгод), не пов'язаний з електричною мережею машини.

3.1 Результати експериментальних досліджень руху машини під час роботизованого управління

За результатами експериментального дослідження, поворотливості об'єкта в режимі дистанційного керування встановлено, що при включенні гальма повороту на I-передачі (перший розрахунковий радіус) швидкість руху становила 4,6 км/год, кутова швидкість 6,7 град/с, а радіус повороту 11,6 м. При русі другий передачі (перший розрахунковий радіус) швидкість становила 6,7 км/год, кутова швидкість 10,1 град/с, а радіус 10,6 м. При включенні зупинного гальма та русі на II передачі (другий розрахунковий радіус) швидкість склала 3,4 км/год, кутова швидкість 20,8 [град/с], а радіус 2,56 м.

2) Максимальна швидкість подолання повороту із радіусом 100 м. становила 18 км/год.

3) При подоланні ділянки "змійка" (рис 3.6) довжиною напівхвилі 20 м, швидкість руху становила на першій передачі 5,0 км/год, на другій передачі 6,5 км/год.

4) Час розвороту на 180 градусів (рис 3.7) навколо вертикальної осі становив 8,75 с.

5) Параметри швидкісної характеристики виробу під час руху в повороті (рис 3.8) становлять: - при значеннях радіуса повороту 10,6 м швидкість руху становить 6,7 км/год; - при значенні радіуса 100 м швидкість становила 18 км/год.

6) Швидкодія системи управління поворотом (рис 3.9) перебуває у межах 2,8...3,7 с. (Від появи сигналу управління в CAN шині бортових засобів системи дистанційного керування до досягнення машиною максимальної кутової швидкості). Час від появи сигналу в CAN шині до початку реакції машини кутової швидкості становить 1,9...2,1 с.

7) Оцінка параметрів прямолінійного руху РТС переднім ходом з перемиканням передач в автоматичному режимі зі швидкістю не вище 15 [км/год] здійснювалася за величиною відведення зразка. Величина відведення на дистанції 100 метрів не перевищує встановлених вимог. При русі кожної передачі окремо величина відведення становила: першої передачі 0,2...0,45 м; другий передачі 0,2...0,4 м; на третій передачі 0,5 ... 0,8 м; на четвертій передачі 0,5 ... 0,65 м.

8) Швидкісні якості машини не вдалося реалізувати, тому що при русі по тестовій трасі типу "змійка" через неможливість створити попереджувальне керування поворотом, так і при прямолінійному русі через ненадійне функціонування системи дистанційного керування перемикання передач.

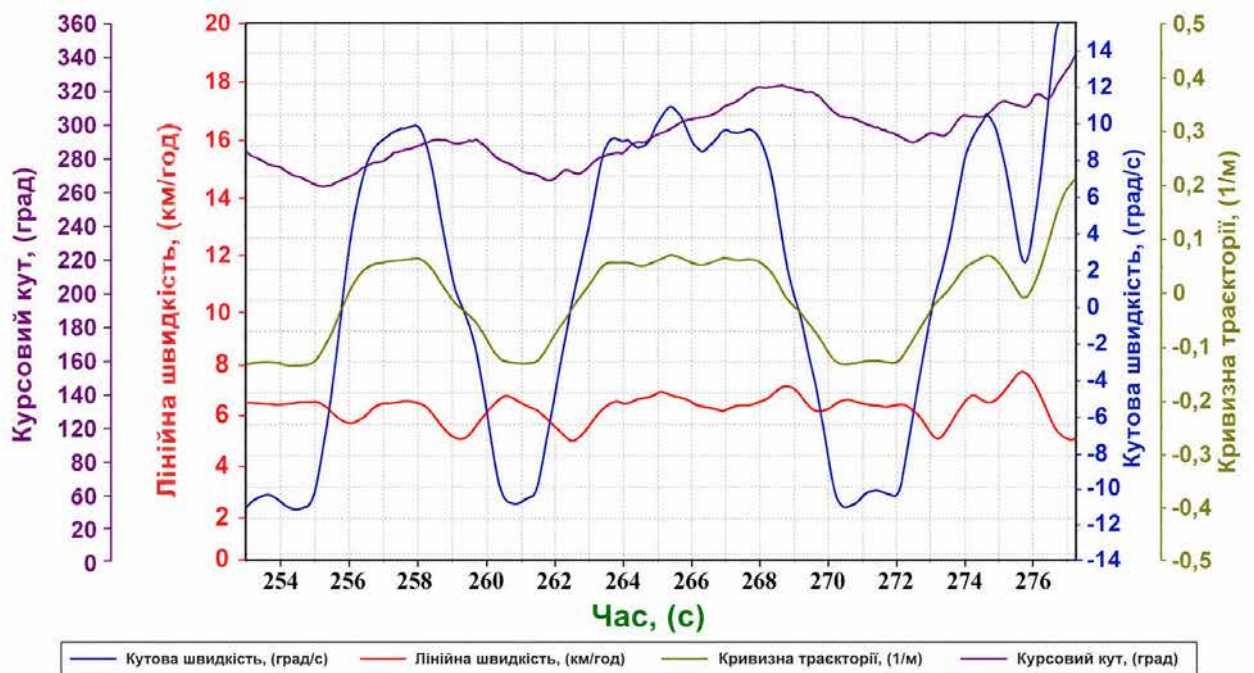


Рисунок 3.6 – Фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують керованість РТС при виконанні маневру "змійка"

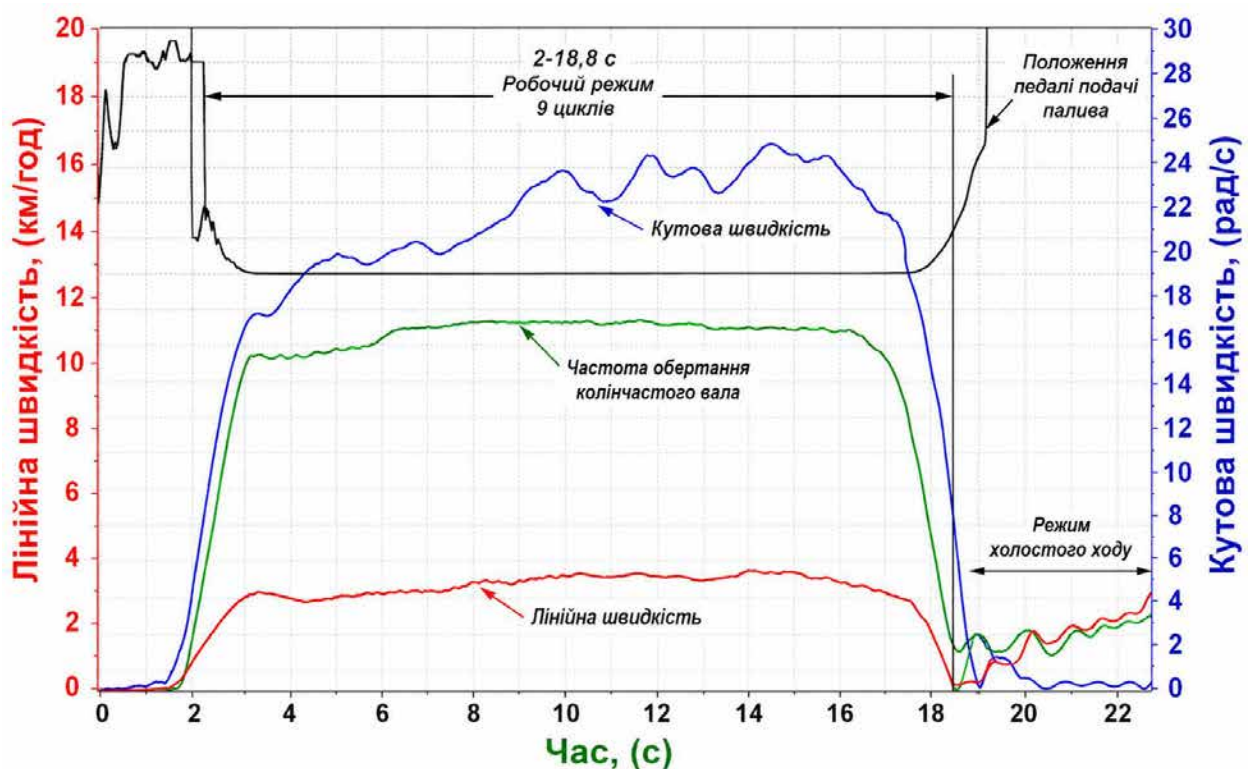


Рисунок 3.7 – Фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують керованість РТС під час виконання маневру "розворот на 180 (360) градусів" (радіус $R=2,27$ [м])

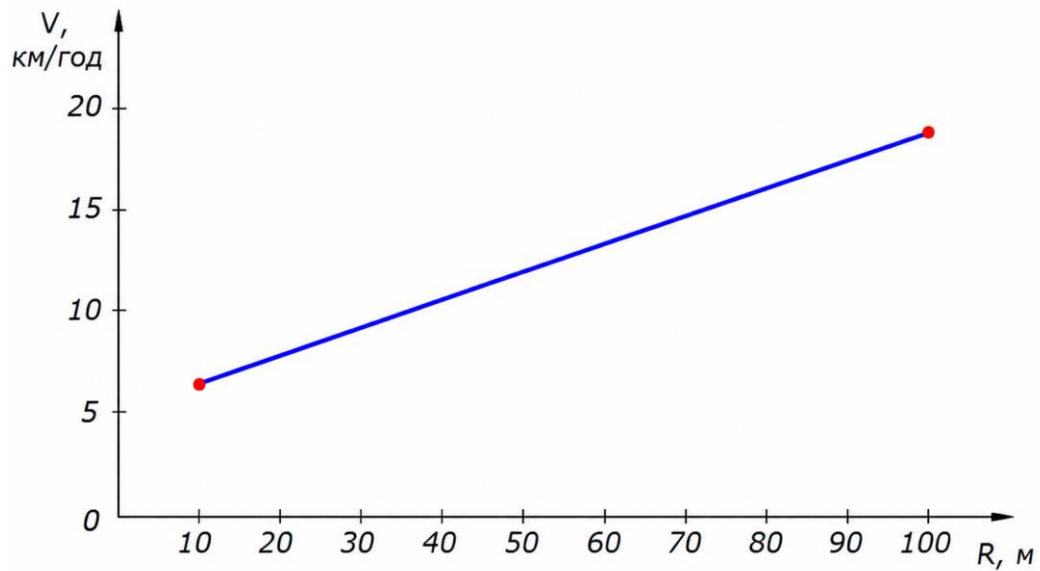


Рисунок 3.8 – Швидкісна характеристика робототехнічного комплексу РТК у режимі дистанційного керування

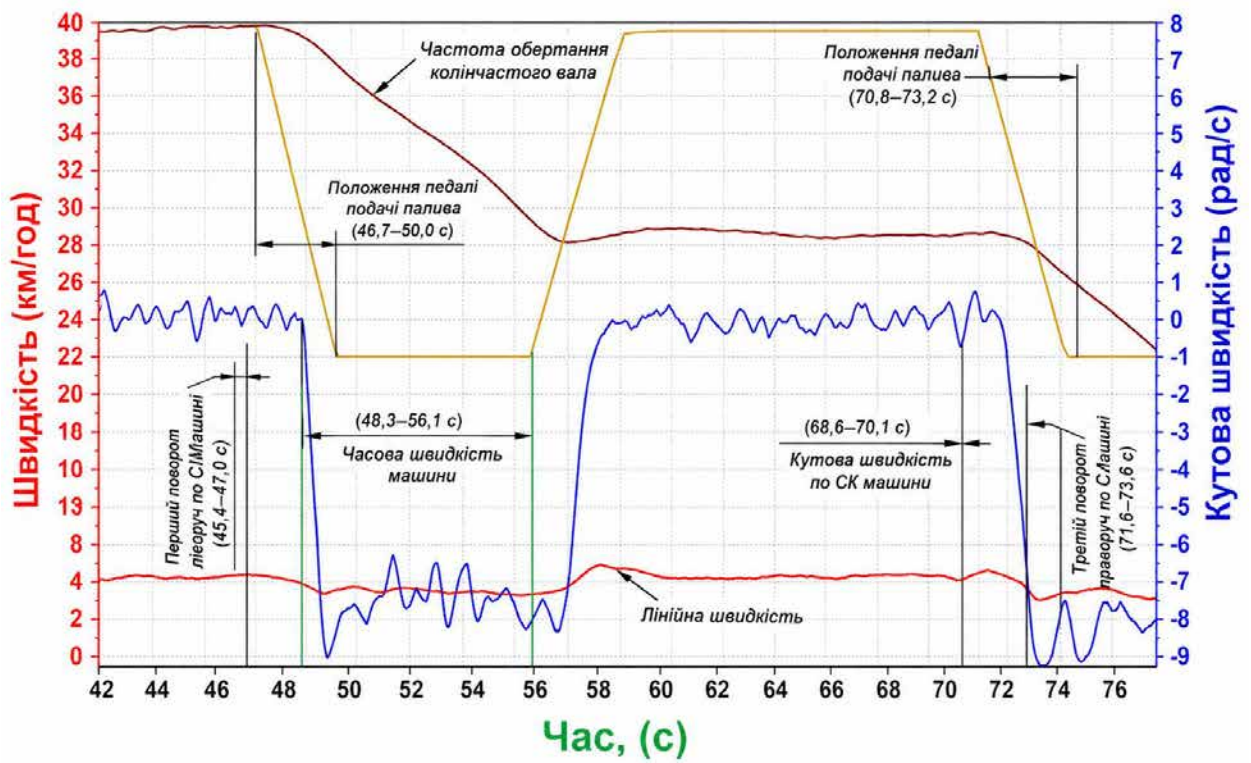


Рисунок 3.9 – Фрагмент осцилограми із записом параметрів, що характеризують швидкодію системи керування поворотом

3.2 Результати експериментального дослідження при керуванні водієм та їх аналіз

Експериментальне дослідження виконано під час руху гусеничної машини з дискретними властивостями системи керування поворотом сухою піщаною дорогою.

Рух машини здійснювався на 1 – 6 передачах у прямому та зворотному напрямках. Найбільша динаміка досягається при русі на п'ятій передачі (максимальне значення кутової швидкості склало $\omega = 29 \left[\frac{\text{град}}{\text{с}} \right]$, а лінійною – $V = 32 \text{ км/год}$. На шостій передачі сили тяги виявилось недостатньо, і поворот відбувався зі зниженням кутової та лінійної швидкостей руху. Надалі аналізуються результати, отримані під час руху на п'ятій передачі.

Слід зазначити, що під час руху машини водій, ґрунтуючись на досвіді водіння, певним чином оптимізував процес регулювання напрямку руху. Критерієм оптимізації є точність траєкторії за умовами вписуваності без зниження швидкості руху та обмеження числа включення механізму повороту. Цим вимогам, відповідно до експериментальних даних, відповідає прямолінійний рух, періодичне включення механізму повороту, а траєкторія є набором хорд, дуг кіл і перехідних кривих. Для аналізу динаміки неусталених процесів криволінійного руху, кінематичних та силових параметрів у процесі керованого руху вимірювалися такі параметри:

- лінійна та кутова швидкість повороту машини;
- поздовжні, вертикальні та бічні прискорення в центрі мас, носовій та кормовій частинах корпусу машини;
- кути ковзання крайніх опорних котків;
- крутні моменти на вантажних валах та їх частоти обертання;
- частота обертання валу двигуна;
- становище важелів золотникової коробки управління планетарним механізмом повороту та ін.

Кількісні закономірності зміни параметрів наводяться на окремих фрагментах осцилограм.

Траєкторна кутова швидкість при русі машини зі швидкістю 7,5 м/с визначена аналітично з урахуванням того, що на площині «тестова змійка» описується синусоїдою $y = A \sin\left(\frac{\pi V}{\Delta S} t\right)$, а кутова швидкість дорівнює добутку швидкості поступального руху V на кривизну k , де $k = \frac{\ddot{y}}{(1 + (\dot{y})^2)^{0,5}}$ ця функція є гармонійною.

Теоретична кутова швидкість (графік 2, рис 3.10) визначена за різницею частот обертання вантажних валів

$$\omega_m = \frac{(\omega_2 - \omega_1)r_{вк}}{U_{\delta p} * B},$$

де $r_{вк}$ і $U_{\delta p}$ - відповідно радіус провідного колеса та передавальне число бортового редуктора.

Фактична кутова швидкість (графік 3, рис 3.10) визначено експериментально. Зі зіставлення графіків випливає, що, незважаючи на те, що максимальне значення теоретичної кутової швидкості відповідає траєкторній, фактична кутова швидкість набагато нижча від теоретичної (становить 39,7%) внаслідок процесу буксування та юзу гусениць. З цієї причини максимумами цих функцій зрушені однією секундою.

Теоретична кривизна визначається за співвідношенням кутових швидкостей обертання вантажних валів.: $k = \frac{(\omega_1 - \omega_2) * 2}{(\omega_1 + \omega_2) * B}$. Фактична кривизна визначена по кутах ковзання крайніх опорних котків, визначених експериментально. Зі зіставлення графіків випливає, що характер зміни цього параметра відповідає характеру зміни фактичної кутової швидкості.

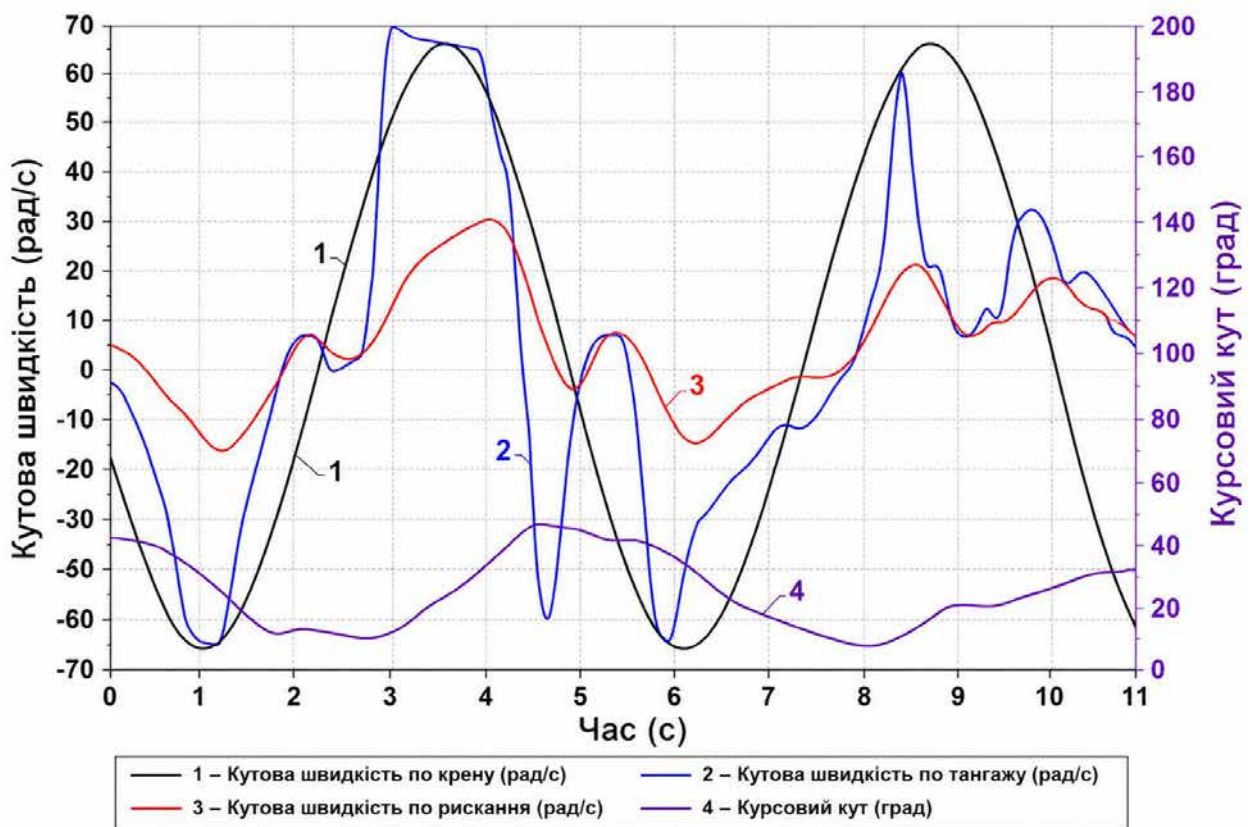


Рисунок 3.10 – Зміна кутової швидкості повороту машини 1 - траєкторна кутова швидкість (чорний); 2 – теоретична кутова швидкість, розрахована за оборотами вантажних валів (синій); 3 - фактична кутова швидкість (червоний); 4 – курсовий кут (фіолетовий)

При повороті гусеничної машини, що рухається з великою швидкістю, відцентрова сила призводить до поздовжнього зміщення центру повороту на величину $\chi = \frac{V^2 Lk}{2\mu g}$ (графік 1, рис 3.12). Наведене рівняння отримано при рівномірному русі по колу та припущення про лінійність характеристики коефіцієнта опору відведення. У реальних умовах руху, у тому числі зі змінною кривизною траєкторії, зміщення центру повороту суттєво відрізняється від розрахункового (графік 2, рис 3.12). Це з тим, що з задніх осей опорних котків кути відведення більше, ніж в передніх (відповідно 15...16 і (3...4) град).

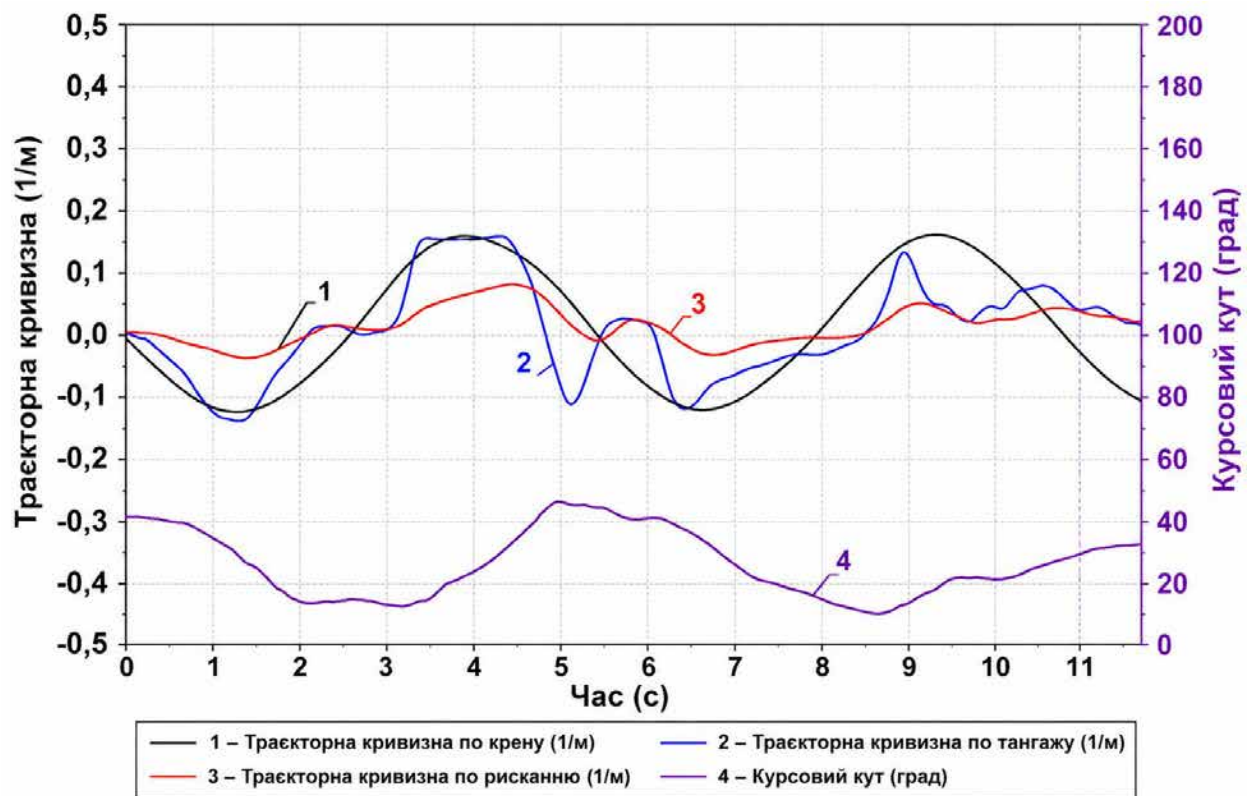


Рисунок 3.11 – Зміна кривизни траєкторії при повороті машини 1 – траєкторна кривизна (чорний); 2 – теоретична кривизна, розрахована за оборотами вантажних валів (синій); 3 - фактична кривизна (червоний); 4 – курсовий кут (фіолетовий)

Значення коефіцієнта у вищенаведеній формулі багато в чому визначається коефіцієнтом опору відведення. Значення цього коефіцієнта у задніх опорних котків по абсолютній величині набагато менше, ніж у передніх, тому що їх рух супроводжується бічним ковзанням. При перевищенні кутів ковзання задніх опорних котків щодо передніх гусенична машина набуває властивостей надмірної повертаності. У цьому поздовжнє зміщення полюса повороту перевищує 4 метри, тобто. виходить за край опорної поверхні. Поздовжнє зміщення полюса повороту призводить до бічного руху машини, що визначається напрямним кутом – між напрямком абсолютної швидкості руху центру мас і дотичним до необхідної траєкторії.

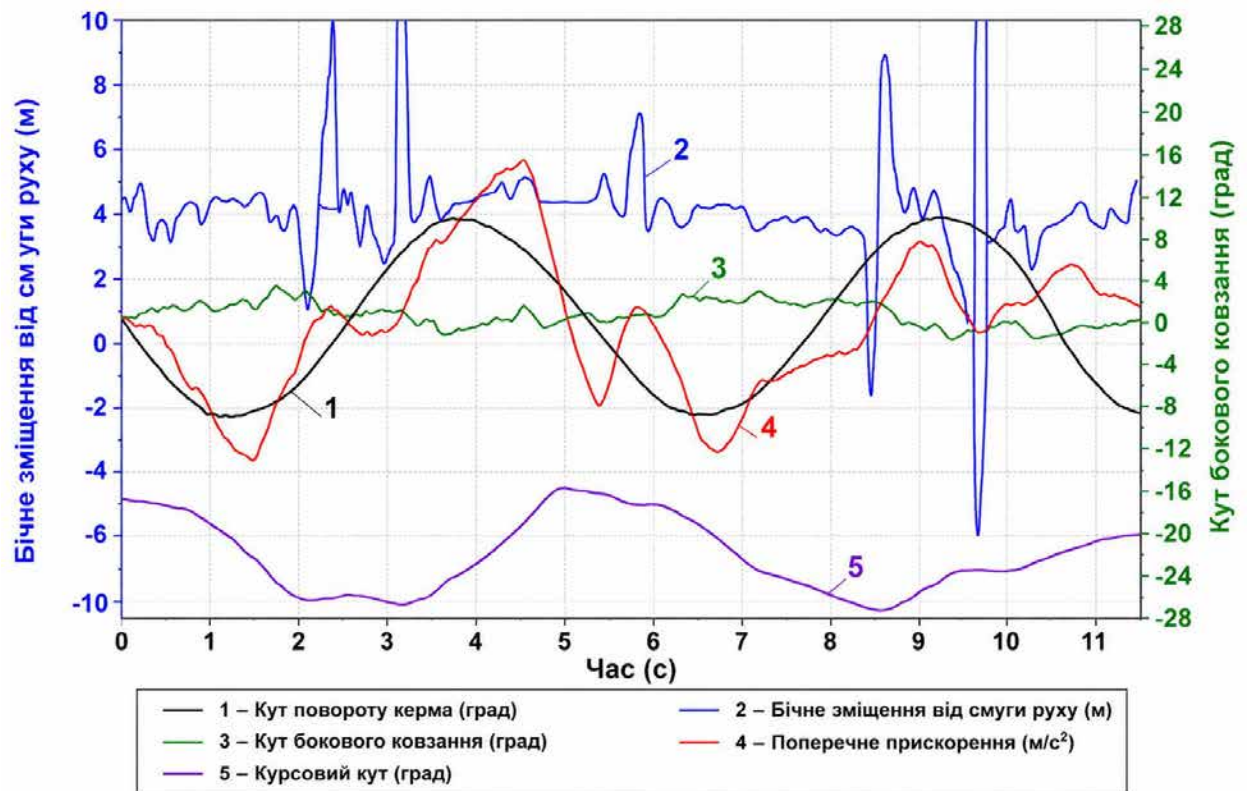


Рисунок 3.12 – Зміна координати поздовжнього зміщення полюса повороту машини: 1 траєкторне значення зсуву полюса повороту (чорний); 2 – експериментальне значення усунення полюса повороту (синій); 3 – кут ковзання передніх опорних ковзанок (зелений); 4 – кут ковзання задніх опорних котків (червоний); курсовий кут (фіолетовий)

Величина моменту, що повертає, визначається за датчиками, встановленими на вантажних валах, що з'єднують трансмісію з бортовими редукторами, а момент опору повороту визначається по різниці $J_z - M_c = M_n - J_z \dot{\omega}$. Віднімання визначає величину динамічного моменту (J_z - момент інерції машини щодо вертикальної осі; $\dot{\omega}$ - кутове прискорення). Повертаючий момент під час руху машини визначався за формулою:

$$M_n = \frac{B}{2} \left(\frac{M_2 - M_1}{r_{\text{вк}}} \right) \cdot u_{\text{бр}},$$

де M_2, M_1 - виміряні значення моментів на вантажних валах

Фрагмент осцилограми зміни моментів, що характеризує зміну моментів на сполучних валах, наведено на рис 3.13. Фрагмент осцилограми,

що характеризує зміну моменту опору повороту машини, наведений до ведучого колеса показаний на рис 3.14.

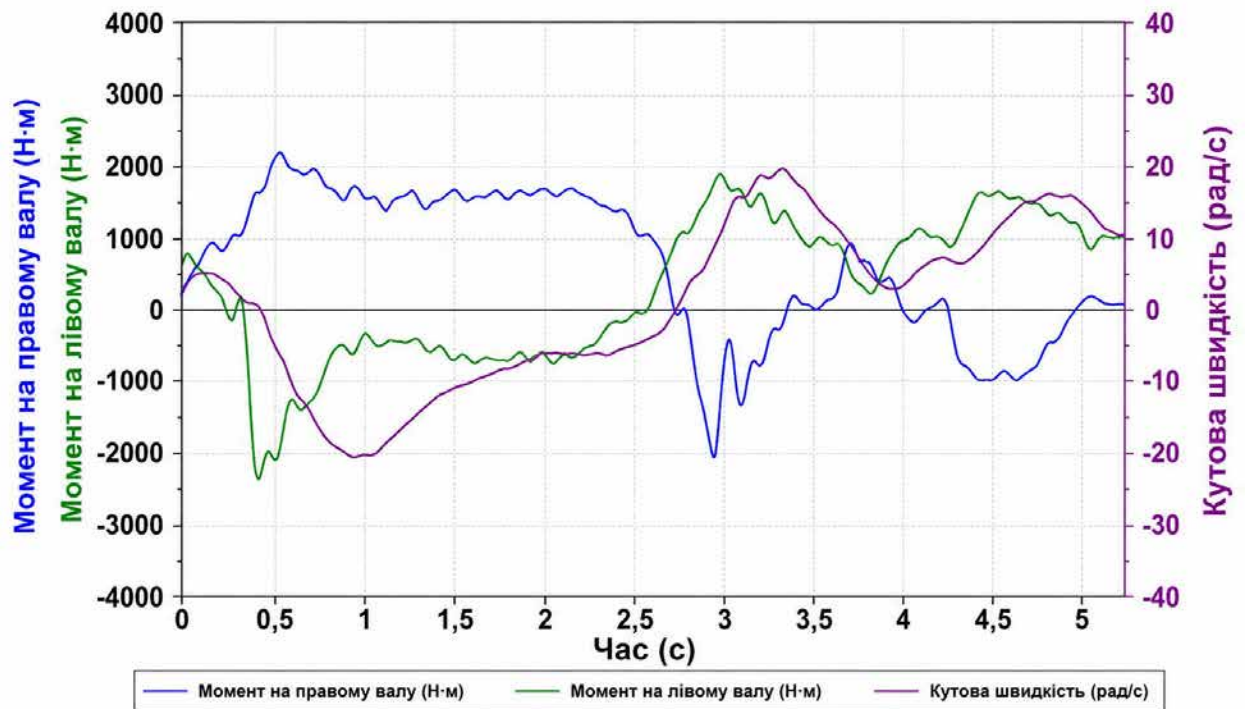


Рисунок 3.13 – Фрагмент осцилограми зміни моментів на сполучних валах

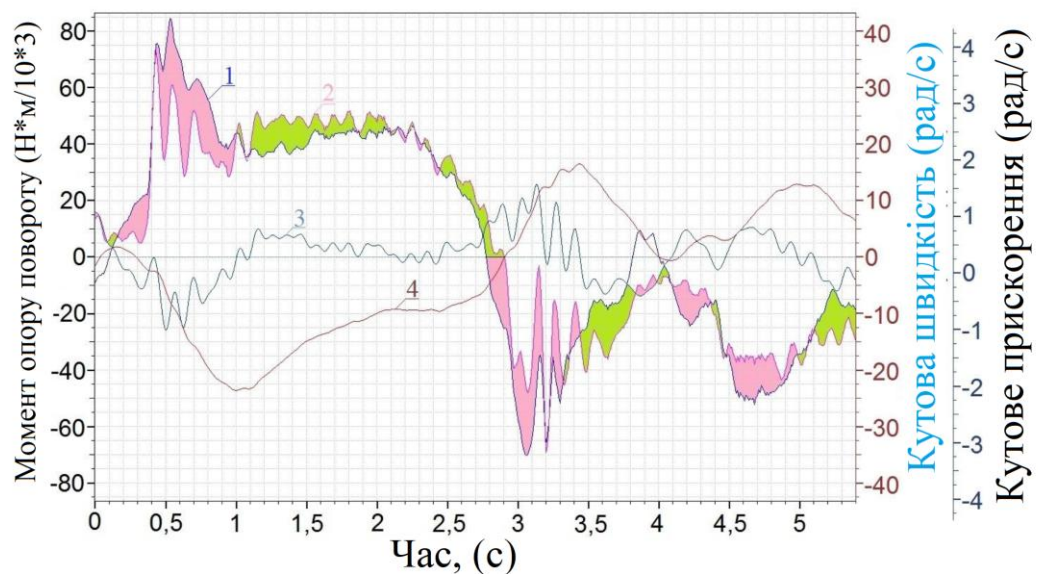


Рисунок 3.14 – Фрагмент осцилограми, що характеризує зміну моменту опору повороту машини 1 сумарний момент опору повороту (синій); 2 – момент опору повороту, що формується взаємодією гусеничного рушія з опорною поверхнею (без урахування інерційної складової – рожевий); 3 – кутове прискорення машини (сірий); 4 – кутова швидкість повороту машини (коричневий)

З графіків, наведених на рис 3.13 випливає, що за часом моменти на сполучних валах випереджають один одного на 0,08 ... 0,11 с через різницю довжин і відповідно податливостей робочих гілок гусениць бортів, що забігає і відстає. Максимальні значення моменту на гусениці, що забігає, випереджають максимальні значення кутової швидкості через необхідність подолання інерційної складової моменту опору $J_z \dot{\omega}$ (прискорення випереджає кутову швидкість на чверть періоду).

Аналогічний зсув спостерігається і при виході з повороту.

На осцилограмі червоним кольором відзначено величину динамічної складової моменту, що додатково навантажує трансмісію машини. При кутовому прискоренні 1,5...2,0 рад/с² величина динамічного моменту становить 42...56 кНм. Це значення становить 0,4...0,5 від максимального значення моменту опору, що формується взаємодією гусеничного рушія з опорною поверхнею і, як правило, не враховується за проектних розрахунків фрикційних елементів управління механізмів повороту. При русі машини із уповільненням кутової швидкості ($\dot{\omega}=0,2...0,4$ рад/с²) момент опору повороту зменшується на 5,4...8,8 кНм. Зелена область малюнку характеризує зниження динамічної навантаженості трансмісії при уповільненні в процесі повороту.

Особливість машини з ГМТ полягає в тому, що опір повороту, що зростає, призводить до зниження кутової швидкості повороту в силу властивостей гідротрансформатора. У зв'язку з цим розрахунок кутової швидкості повороту необхідно проводити з урахуванням характеристики спільної роботи двигуна та гідротрансформатора.

Поворот машини на 3 та 4 передачах здійснюється періодичним включенням розрахункового радіусу ПМП. Траєкторія руху є ламаною лінією, що наближається до необхідної з відхиленням до 7 – 10°. Миттєві значення кривизни траєкторії та кутової швидкості відрізняються від розрахункових. Курсовий кут, що визначає напрямок руху, є інтегральною величиною, тому його значення не носять яскраво вираженого періодичного характеру.

Зазначений характер зміни кінематичних параметрів ускладнює створення систем управління ПМП із зворотним зв'язком по кутовій швидкості та кривизні.

Таблиця 3.3 - Параметри оцінки якості перехідних процесів входу в поворот

Параметри	Рух на передачах					
	1	2	3	4	5	6
Вхід в поворот						
Запізнення реакції, t_z , с	0,3-1,3	0,5-1,2	0,5-1,1	0,3-1,0	0,3-0,9	0,3-0,9
Швидкодія, t_o , с	1,4-1,5	1,2-1,3	1,4-1,5	1,3-1,4	1,2-1,3	1,1-1,2
Перерегулювання (закидання реакції), %	21-44	21-24	42-45	51-54	59-62	64-66
Тривалість перехідного процесу, $t_{пп}$, с	2,2-4,9	1,4-2,5	1,5-2,0	1,6-1,8	1,5-1,9	1,6-1,9
Частота коливального процесу, $\Delta\omega$, рад/с	1,4-2,1	1,0-1,8	1,2	1,0-1,1	1,1	1,0-1,1
Вихід із повороту						
Запізнення реакції, t_z , с	0,4-0,7	0,5-0,6	0,6-1,8	0,8-1,4	1,0-1,6	0,9-1,4
Негативна швидкість (закидання), $\Delta\omega$, рад/с	0	0-3	3-5	3-6	3-7	3-6
Тривалість переходу на режим прямолінійного руху, $t_{пл}$, с	0,1-1,7	1,2-1,4	1,3-2,1	0,8-1,7	0,7-1,5	0,8-1,6

Керованість оцінювалася також під час руху ТМ «змійкою» з гранично можливою, за умовами вписуваності в коридор – створи, обмеженими віхами, швидкістю. Траєкторія руху по змійці відповідає синусоїду $y = A \sin \omega t$ (A – амплітуда, $A = 1,5B + 0,5 = 2,3$ [м], ω – частота, $\omega = \pi/S$, S – відстань між віхами, при експерименті приймаються $S = 10, 15, 20, 30, 40$ и 50 м).

Висновки по розділу 3

Кінематичні та силові параметри, які визначають траєкторію керованого руху гусеничної машини, суттєво відрізняються від розрахункових значень. Це пояснюється недостатнім рівнем формалізації процесів буксування рушія під час перехідних режимів, що істотно впливають на динаміку руху машини.

Розрахунок умов вписування швидкохідної машини в обмежений коридор руху, а також синтез регуляторів систем керування на основі існуючих математичних моделей не забезпечують необхідної точності відтворення реальних фізичних процесів.

Лінійні та кутові координати положення машини на опорній поверхні значною мірою визначаються поздовжнім зміщенням полюса повороту. Їх визначення можливе шляхом точного вимірювання положення поздовжньої осі машини у просторі та кутів ковзання опорних котків.

Синтез алгоритмів перспективних систем управління машинами та роботизованими транспортними комплексами може здійснюватися із застосуванням сучасних програмно-апаратних засобів, які забезпечують точне визначення положення машини у просторі.

Поворотливість роботизованих транспортних систем у режимі дистанційного керування є обмеженою. Особливо це проявляється при інтенсивній зміні кривизни траєкторії, зокрема під час проходження тестової ділянки типу «змійка». Причиною може бути неможливість формування випереджувального керування за двовимірним зображенням на екрані оператора. Крім того, швидкодія системи керування поворотом становить 2,8...3,7 с, що приблизно у три рази гірше порівняно з ручним керуванням.

Алгоритми функціонування систем дистанційного керування рухом потребують подальшого вдосконалення через неможливість повної реалізації режимів, заданих технічним завданням, як при прямолінійному русі машини (стійке перемикавання передач), так і під час руху в повороті із забезпеченням необхідної швидкості та заданого радіуса траєкторії.

ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що через недостатню точність формалізації процесів буксування гусеничного рушія під час повороту машини кінематичні параметри – кутова швидкість і кривизна траєкторії – у 1,5...2,1 раза менші за розрахункові значення. Крім того, у перехідних режимах входу та виходу з повороту момент опору повороту перевищує розрахункові значення до 1,5 раза внаслідок впливу інерційних складових. У зв'язку з цим виникає необхідність суттєвого уточнення математичних моделей руху, прийнятих припущень та алгоритмів керування.

Обґрунтовано метод розрахунково-експериментального визначення параметрів взаємодії рушія гусеничної машини з опорною поверхнею із застосуванням програмно-апаратних засобів супутникової системи глобального позиціонування. Запропонований метод відрізняється можливістю достовірної ідентифікації в реальному часі типу ґрунту, а також основних кінематичних і силових параметрів, що характеризують криволінійний рух машини.

Розроблено математичну модель криволінійного руху гусеничної машини, побудовану на основі вдосконаленої розрахункової схеми взаємодії рушія з опорною поверхнею відповідно до теорії бокового відведення незалежно від типу ґрунту.

На основі розробленої математичної моделі та сучасних технологій ідентифікації параметрів руху запропоновано новий спосіб розрахунково-експериментального визначення коефіцієнта опору боковому відведенню та його залежності від кута ковзання з урахуванням конструкції підвіски опорних котків і їх взаємодії з опорною поверхнею через гусеницю. При цьому боковий опір формується по всій довжині опорної гілки гусениці з урахуванням міжкоткових ділянок.

Результати досліджень, зокрема розроблені технічні рішення щодо вдосконалення системи керування рухом, забезпечують підвищення стійкості

машини та залежно від типу ґрунту й кривизни траєкторії дозволяють збільшити швидкість руху до 10...11 км/год. Реалізація запропонованого алгоритму дає можливість підвищити швидкість руху у 1,5...1,6 рази при керуванні водієм середньої кваліфікації.

Запропоновані способи визначення параметрів взаємодії рушія з опорною поверхнею, що характеризують плоскопаралельний рух гусеничної машини, можуть ефективно застосовуватися під час створення систем керування рухом роботизованих транспортних комплексів, розроблених на базі гусеничних машин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Величко Л. Д., Чаган Ю. А. Динаміка гусеничних транспортних засобів по пересіченій місцевості // Науковий вісник НЛТУ України. 2011. Вип. 21.4. С. 346–352.
2. Антощенко Р. В., Галич І. В., Череватенко Г. І. Динаміка та енергетика руху машинно-тракторного агрегату з урахуванням профілю опорної поверхні : монографія. Харків : ДБТУ, 2024. 100 с.
3. Зінько Р. В. Наукові основи формування шасі спеціальних автомобілів та технологічних колісних і гусеничних машин: дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.22.02 – автомобілі і трактори [Електронний ресурс] / Зінько Роман Володимирович ; М-во освіти і науки України, Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т. - Харків, 2021. - 445 с.
4. Хворост О. Г. Оцінка динамічної навантаженості гусеничних машин і шляхи підвищення їх надійності [Текст]: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: за спец. 05.22.00 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Галузь знань 27 Транспорт. Харків. нац. техн. ун-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка. – Харків. 2021. - 182 с..
5. ДСТУ EN ISO 3450:2018 Машини землерийні. Колісні або високошвидкісні машини на гумових гусеницях. Експлуатаційні вимоги та методи випробування гальмівних систем (EN ISO 3450:2011, IDT; ISO 3450:2011, IDT).
6. ДСТУ ГОСТ 8.207:2008 Державна система забезпечення єдності вимірювань. Прямі вимірювання з багаторазовими спостереженнями. Методи обробки результатів спостережень. Основні положення.
7. Патент на винахід. Мехатронна система управління рухом швидкохідної гусеничної машини: пат. 2645487. №2015154151; заявл. 16.12.2015; опубл. 21.02.2018, Бюл. №6. 2 с.
8. Патент на корисну модель. Автоматизована система керування гідромеханічною трансмісією транспортної машини: пат. 153666. №2015106216/11; заявл. 24.02.2015; опубл. 27.07.2015, Бюл. №21. 2с.

9. Патент на корисну модель. Система керування рухом швидкохідної гусеничної машини: пат. 156493. №2015117306; заявл. 06.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. №31. 2 с.
10. Патент на корисну модель. Система керування рухом швидкохідної гусеничної машини: пат. 179898. №2017124559 від 10.07.2017; заявл. 10.07.2017; опубл. 28.05.2018, Бюл. №16. 4с.
11. Чобітка Василя. Рухливість танків. Науково-метод. збірник, НДЛ-2, 1979 р. Доступ з інтернет-проекту «Бронесайт» <http://armor.kiev.ua/>
12. Ahmadi M., Polotski, V., and Hurteau, R. 2000. Path tracking control of tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, pp. 2938–2943.
13. Derzhanskii V., Taratorkin I. STABILIZATION OF LINEAR MOTION OF THE TRACKED VEHICLE. SAE Technical Papers. 2013. Т. 9.
14. Fan Z., Koren, Y., and Wehe, D. 1995. Tracked mobile robot control: hybrid approach. Control Engineering Practice 3(3): 329–336.
15. Fan Z., Borenstein, J., Wehe, D., and Koren, Y. 1995. Experimental evaluation of an encoder trailer for dead-reckoning in tracked mobile robots. Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control, Monterey, CA, pp. 571–576.
16. Ferretti, G. and Girelli, R. 1999. Modeling and simulation of an agricultural tracked vehicle. Journal of Terramechanics 36:139–158.
17. Fischer R The Automotive Transmission Book / Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., Najork, R., Pollak, B. // ISBN 978-3-319-05262-5, ISBN 978-3-319-05263-2 (eBook) DOI 10.1007/978-3-319-05263-2, © Springer International Publishing Switzerland 2015, Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, 2015.
18. Hao Lu, Guangming Xiong, and Konghui Guo Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2016, Article ID 6375652, 13 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6375652>

19. Jurgens G, Fischer R (1988) Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz – und Industriegetrieben, vol 697. VDI-Berichte, Dusseldorf, p 233.

20. Le, A. T., Rye, D. C., and Durrant-Whyte, H. F. 1997. Estimation of track–soil interactions for autonomous tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Albuquerque, NM, Vol. 2, pp. 1388– 1393.

21. Lee U., Lee S., Catala A. A new 4WS concept for Hyundai Sonata. URL:http://www.autofocusasia.com/engine_chassis_systems/active_geometry_control-system.html

22. LMS Imagine.Lab. Модельно-ориентированный подход проектирования мехатронных систем. URL: https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim

23. Matsuzaki R., Todoroki. A. Intelligent Tires Based on Measurement of Tire Deformation// Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering.2008. Vol. 2, Is.2.P. 269-280.

24. Mercedes-Benz S-Class, W 220 series (1998 to 2005), режим доступа: <http://media.daimler.com/dcmedia/0-921-657477-1-814760-1-0-0-0-0-1-11702-614232-0-1-0-0-0-0-0.html>

25. Niskanen A., Tuononen J. Three three-axis ipe accelerometers on the inner liner of a tire for finding the tire-road friction potential indicators// sensors (basel). 2015. vol.15(8). P.1-8. DOI: 10.3390/s150819251

26. Schspf H-J, Jurgens G, Fischer R (1989) Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. ATZ 91:568– 575.

27. Shiller, Z., Serate, W., and Hua, M. 1993. Trajectory planning of tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Atlanta, GA, Vol. 3, pp. 796–801.

28. Wang, G. G., Wang, S. H., and Chen, C. W. 1990. Design of turning control for a tracked vehicle. IEEE Control Systems Magazine 10(3):122–125.
- Wong, J. Y. 2001. Theory of Ground Vehicles, 3rd edition, Wiley, New York.
29. Wong, J. Y. 2001. Theory of Ground Vehicles, 3rd edition, Wiley, New York.
30. Xiong Y. In-plane Tire Deformation Measurement Using a Multi-Laser Sensor System: Phd Thesis: Aalto, Finland, University publication series, 2016. 63P.
31. Yang X , Finite element analysis and experimental investigation of tyre characteristics for developing strain based intelligent tyre system : PhD Thesis: University of Birmingham, 2011. 220 P.

ДОДАТКИ