Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Поліпшення стійкості транспортного засобу категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит» місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу,
групи 1АТ-23м спеціальності 274 –
Автомобільний транспорт
_____ Навроцький В.О.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ
_____ Галущак О.О.
«_11_» _____12_____ 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. ТАМ
_____ Сухоруков С.І.
«_12_» _____12_____ 2024 р.

Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТМ
_____ к.т.н., доц. Цимбал С.В.
«_12_» _____12_____ 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.
«18» 09 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Навроцькому Вадиму Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Поліпшення стійкості транспортного засобу категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит» місто Вінниця
керівник роботи Галущак Олександр Олександрович, к.т.н., доцент,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання студентом роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, будова автомобіля; район експлуатації автомобілів – Україна; об'єкт дослідження – системи рульового керування та підвіски, системи забезпечення та підвищення стійкості, системи автоматичного керування креном транспортних засобів категорії В1.

4. Зміст текстової частини:
1 Аналіз роботи підприємства та огляд наукових досліджень у сфері теорії руху та методів випробувань транспортних засобів категорії В1.
2 Особливості конструкції і параметрів руху транспортних засобів категорії В1.
3 Математична модель руху транспортних засобів категорії В1
4 Методика та її застосування при моделюванні забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
4 Характеристика станції технічного обслуговування «Фаворит»
Аналіз робіт у сфері керованості та стійкості транспортних засобів категорії В1.
6-7 Аналіз методів випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1.

7 Аналіз методів випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1.
8 Особливості конструкції і параметрів руху транспортних засобів категорії В1.
9 Механізми нахилу та приводи компактних транспортних засобів
10 Математична модель руху транспортних засобів категорії В1.
11 Методика забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.
12 Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Галущак О.О. доцент кафедри АТМ	18.09.24	11.12.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Макарова Т.В., доцент кафедри АТМ	18.11.24	6.12.24

7. Дата видачі завдання « 18 » вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	викон.
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	викон
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	викон
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	Викон
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	викон
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	викон
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	викон
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	викон
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	викон
10	Захист МКР	17.12.2024-20.12.2024	викон.

Студент (підпис) Навроцький В.О.

Керівник роботи (підпис) Галущак О.О.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.01.08

Навроцький В.О. Поліпшення стійкості транспортного засобу категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 136 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 25 назв; рис.: 51; табл. 6.

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішується науково-практична задача, яка полягає розробці методики забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 за рахунок вибору параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит». Проаналізовані методи випробувань стійкості транспортних засобів; виконано математичне моделювання руху транспортних засобів категорії В1; визначено параметрів їх стійкості при рівномірному круговому русі; запропоновано методику забезпечення стійкості вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.

Графічна частина складається з 12 плакатів.

Ключові слова: нахил кузова, транспортні засоби категорії В1, компактні транспортні засоби, перекидання, бічне прискорення.

ABSTRACT

UDC 629.01.08

Navrotskyi V.O. Improving the stability of a category B1 vehicle by selecting the parameters of the interaction of steering and suspension on the basis of the “Favorit” service station, Vinnytsia city. Master's qualification work in the specialty 274 – Motor transport, educational program – Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 136 p.

In Ukrainian. Bibliography: 25 titles; Fig.: 51; Table. 6.

The master's qualification work solves a scientific and practical problem, which consists in developing a methodology for ensuring the stability of category B1 vehicles by selecting the parameters of the interaction of steering and suspension on the basis of the “Favorit” service station. Methods for testing the stability of vehicles are analyzed; mathematical modeling of the movement of category B1 vehicles is performed; their stability parameters are determined during uniform circular motion; a method for ensuring stability by selecting the parameters of the interaction of steering and suspension is proposed.

The graphic part consists of 12 posters.

Keywords: body tilt, vehicles of category B1, compact vehicles, rollover, lateral acceleration

ЗМІСТ

ВСТУП 6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА ОГЛЯД НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ У СФЕРІ ТЕОРІЇ РУХУ ТА МЕТОДІВ ВИПРОБУВАНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1 8
1.1 Аналіз роботи станції технічного обслуговування «Фаворит» приватного підприємства «Бізнес група Фаворит» 8
1.2 Аналіз робіт у сфері керованості та стійкості транспортних засобів категорії В1 10
1.3 Аналіз методів випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1 31
1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження 34
РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1 36
2.1 Актуальність розробки транспортних засобів категорії В1 36
2.2 Аналіз раціональних характеристик транспортних засобів категорії В1 38
2.3 Класифікація транспортних засобів категорії В1 43
2.4 Оцінка параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при прямолінійному і криволінійному русі 60
2.5 Висновки до розділу 2 73
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1 74
3.1 Визначення параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при рівномірному круговому русі 75
3.2 Розрахунок критичних швидкостей ковзання та перекидання 82
3.3 Знаходження значень параметрів центру мас і крену 89
3.4 Побудова нелінійної імітаційної моделі на основі математичної моделі для моделювання криволінійного руху 91

3.5 Висновки до розділу 3 95
РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ТА ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1 ВИБОРОМ ПАРАМЕТРІВ ВЗАЄМОДІЇ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ ТА ПІДВІСКИ 96
4.1 Методика забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски 96
4.2 Застосування методики при моделюванні 98
4.3 Оцінювання комерційного потенціалу розробки 104
4.4 Висновки до розділу 4 107
ВИСНОВКИ 108
СПИСОК ВИКОРИСТАННИХ ДЖЕРЕЛ 110
ДОДАТКИ 113
ДОДАТОК А (ОБОВ'ЯЗКОВИЙ) ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА 114
ДОДАТОК Б. ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ 127

ВСТУП

Актуальність теми. Протягом двадцятого століття та на початку двадцять першого століття було проведено велика кількість досліджень у галузі теорії руху автомобільних транспортних засобів, в той же час досліджень у галузі руху компактних транспортних засобів було проведено набагато менше. У загальному випадку компактний транспортний засіб (КТЗ) - це транспортний засіб категорії В1, а саме малий міський транспорт з габаритами та вагою, близькими до мотоцикла.

Такі КТЗ можуть підвищити ефективність використання пасажирського простору, зменшити кількість транспортних заторів на дорогах, проблеми з паркуванням у великих містах завдяки їх меншим розмірам, вищій маневреності, та зменшити кількість забруднення повітря, зменшити енергоспоживання.

За всіх своїх переваг, КТЗ мають ряд істотних недоліків, що заважають їм зайняти гідну нішу серед міських транспортних засобів. Конструкція безкузовних КТЗ не така хороша для безпеки пасажирів і захисту від негоди, що робить його придатним для використання тільки в південних країнах.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась відповідно до науково-дослідної тематики кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р.; розпорядження Кабінету Міністрів України з виконання Програми діяльності Кабінету Міністрів України та Стратегії сталого розвитку «Україна-2030» № 722/2019. від 30.09.2019.

Мета і завдання роботи. Метою дослідження є розробка методики забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 за рахунок вибору параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит».

Для досягнення цієї мети визначені наступні завдання:

- проаналізувати роботи у сфері керованості та стійкості транспортних засобів;

- проаналізувати методи випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1;
- особливості конструкції і параметрів руху транспортних засобів категорії В1;
- оцінка параметрів стійкості компактного транспортного засобу при прямолінійному і криволінійному русі
- виконати математичне моделювання руху транспортних засобів категорії В1;
- визначення параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при рівномірному круговому русі
- запропонувати методику забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски

Об'єкт дослідження – системи рульового керування та підвіски, системи забезпечення та підвищення стійкості, системи автоматичного керування креном транспортних засобів категорії В1.

Предмет дослідження – методика визначення параметрів взаємодії підвіски та рульового керування транспортних засобів категорії В1.

Новизна одержаних результатів.

- Розроблена імітаційна модель криволінійного руху транспортних засобів категорії В1 при перехідних процесах.
- Запропоновано методику забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 за рахунок вибору параметрів взаємодії кермового керування та підвіски.
- Отримано залежності зміни критичних швидкостей від конструктивних параметрів транспортних засобів категорії В1.

Апробація результатів роботи. Частина результатів роботи доповідались та обговорювались на Всеукраїнській науково-практичній Інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (Вінниця: ВНТУ, 2024).

Публікації. Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в одній публікації [1].

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА ОГЛЯД НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ У СФЕРІ ТЕОРІЇ РУХУ ТА МЕТОДІВ ВИПРОБУВАНЬ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1

1.1 Аналіз роботи станції технічного обслуговування «Фаворит» приватного підприємства «Бізнес група Фаворит»

Станція технічного обслуговування «Фаворит» – це сучасний інноваційний комплекс, що знаходиться у власності приватного підприємства «Бізнес група Фаворит». Вона характеризується високою надійністю та ефективністю в обслуговуванні автотранспортних засобів.

Приватне підприємство «Бізнес Група Фаворит» було зареєстровано 11 січня 2011 року. Основним видом діяльності є технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів. СТО розташована за адресою: м. Вінниця, вул. Келецька, 54-е (рис. 1.1).

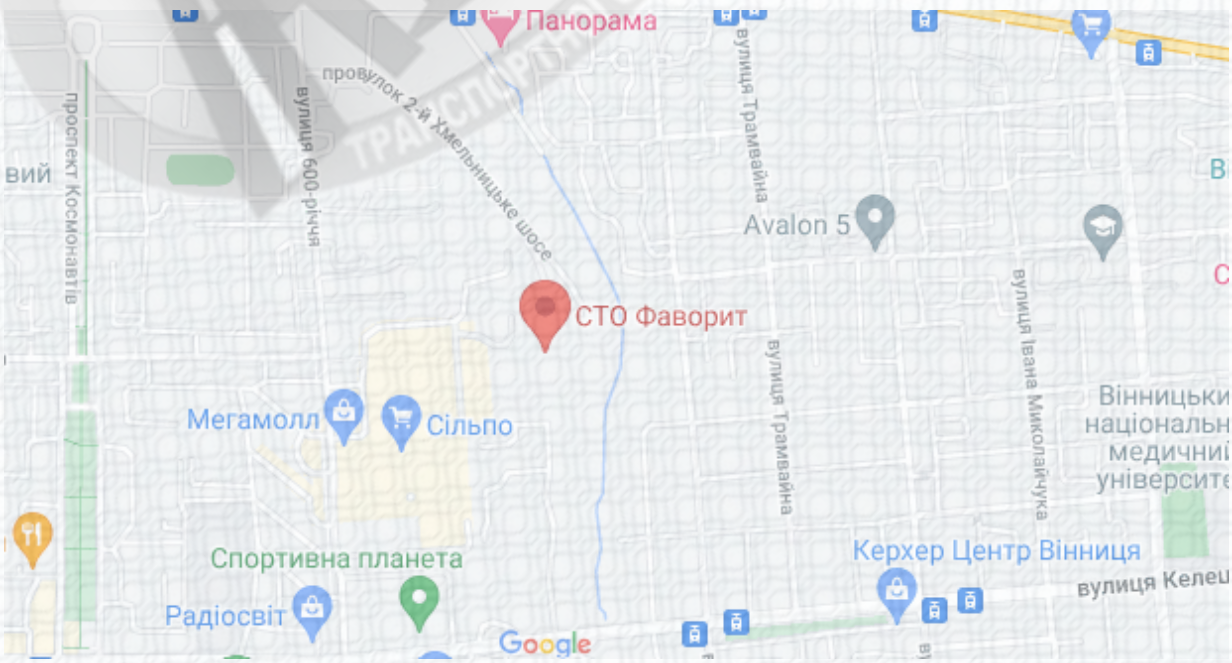


Рисунок 1.1 – Місцезнаходження станції технічного обслуговування «Фаворит»

Завдяки сучасному обладнанню, кваліфікованому персоналу та широкому спектру послуг, СТО «Фаворит» є надійним вибором для автовласників.

Станція технічного обслуговування (СТО) «Фаворит» є передовим технічним комплексом, оснащеним сучасним обладнанням, що відповідає сучасним стандартам автосервісу.

Спеціалізовані діагностичні пристрої – дозволяють точно виявляти технічні несправності автотранспортних засобів, що сприяє швидкому і ефективному ремонту.

Інструментальне обладнання – високоякісний набір інструментів забезпечує можливість виконання ремонтних робіт будь-якої складності.

Системи контролю і вимірювання – сприяють високій точності, що є запорукою надійності виконаних робіт.

Зони кузовного ремонту – оснащені сучасними стендами для роботи з кузовами автомобілів, що дозволяє виконувати якісні рихтувальні та фарбувальні роботи.

Кваліфікований персонал

Всі фахівці СТО «Фаворит» регулярно проходять курси підвищення кваліфікації та впроваджують новітні технології для вдосконалення процесів обслуговування.

СТО «Фаворит» пропонує повний спектр послуг для автотранспортних засобів, включаючи:

- ремонт ходової частини;
- ремонт двигунів та механічних коробок передач (МКПП);
- виконання розвалу-сходження;
- заміну мастил, фільтрів та інше технічне обслуговування;
- комп’ютерну діагностику і ремонт електрообладнання;
- ремонт, монтаж і продаж елементів вихлопної системи;
- кузовний ремонт;
- підбір та продаж автозапчастин;
- надання послуг автострахування.

1.2 Аналіз робіт у сфері керованості та стійкості транспортних засобів категорії В1

З моменту появи механізмів нахилу для компактних транспортних засобів динаміка нахилу та системи активного крену стали невід'ємною частиною їхнього використання. За останні десятиліття було опубліковано багато досліджень. Використаємо хронологічний підхід для структурування та опису різних проєктів за останні три десятиліття, у яких проводилися роботи з контролю нахилу.

Завершені проєкти:

1. Проект "Honda Gyro" (1982);

2. Каліфорнійський університет у Девісі (University of California Davis (UCDavis)) (1992-1998);

3. Делфтський технологічний університет (TU Delft) (1997-2004);

4. Університет Міннесоти (University of Minnesota) (2003 – 2010);

5. Проект 'Clever', у Батському університеті (Clever project, Bath University) (2005 - 2014);

6. Тайванський національний університет Цзяо Дун (National Chiao Tung University of Taiwan) (2008 - 2010 р.);

7. Віденський технологічний університет (ВТУ) (TU Wien) (2011 р.);

8. Федеральний університет Санта-Катаріни (Federal University of Santa Catarina) (2007-2016);

9. Нагойський університет, Японія (Nagoya University) (2012-2014).

Поточні проєкти:

1. Нантська національна гірнича школа (Ecole des Mines de Nantes) (з 2011);

2. Токійський університет (University of Tokyo) (з 2015);

3. Університет Ватерлоо (University of Waterloo) (з 2014);

4. Проект «Resolve project» (з 2016);

5. Університет Пізи (Динамічний аналіз) (University of Pisa) (з 2016);

6. Університет Уорвік (аналіз управління) (University of Warwick) (з 2018).

Мета полягає в тому, щоб надати загальний огляд проєктів з контролю за креном, а також розглянути і дослідити внесок кожного проєкту в розвиток функцій керування КТЗ : моделі, динамічний аналіз, режими управління та методи управління.

Слід зазначити, що в цьому огляді використані різні величини та символи. Кути крену і/або нахилу, які позначаються φ, ϕ або θ, є одними й тими ж фізичними величинами і відповідають куту, який середня площина шасі утворює з вертикаллю. Кут нахилу, також часто позначається як θ, є кутом між нахиленим шасі та базою автомобіля. Для спрощених моделей, у яких база транспортного засобу завжди вирівняна з горизонтальною площиною, кут крену (тобто нахил) збігається з кутом нахилу.

1) Проєкт «Honda Gyro» (1982)

У 1965 році пан Г. Уолліс подав патент під назвою «Удосконалення в педальних або механічних трьохколісних велосипедах або пов'язаних з ними транспортних засобах» [3], що містив трьохколісний велосипед, який нахилявся. Це призвело до створення «BSA Aerial 3», нахиляючогося трьохколісного велосипеда, який не мав комерційного успіху. Права на дизайн були продані Honda, і в 1982 році був випущений «Honda Gyro», який, можливо, став першим комерційно успішним КТЗ , який може нахилятись (Рис.1.2)[3].

Honda Gyro мав одне переднє колесо, яке нахилялося разом з кабіною, тоді як два задні колеса були прикріплені до модуля двигуна, який не нахиляється. Ця конструкція здобула визнання як мале транспортне засіб для доставки для міських перевезень на внутрішньому ринку Японії і, станом на 2013 рік, все ще продавалася [3].



Рисунок 1.2 – Трьохколісний скутер «Honda Gyro»
для доставки з навісом.

На жаль, на малих швидкостях і на місці Honda Gyro виявився дуже нестійким, як звичайний двоколісний скутер.

2) Каліфорнійський університет у Девісі (University of California Davis (UCDavis)) (1992-1998)

Дослідження з управління вузькоколійними транспортними засобами було ініційовано Карноппом на початку 90-х років у Каліфорнійському університеті в Девісі [4]. Враховуючи розмір і інерцію транспортного засобу, вони стверджують, що активне управління нахилом необхідне для забезпечення відчуття від водіння автомобіля, тобто прямого керування за допомогою активного управління.

Вони були першими, хто визначив і вивчив як систему безпосереднього управління нахилом (DTC - direct tilt control), так і систему управління нахилом керованих коліс (STC - steering tilt control). Для цього вони використовують одноколісну модель без урахування деформації шини та кутів ковзання, а також модель перевернутого маятника для динаміки крену транспортного засобу (Рис. 1.2).

Модель Карноппа виражає швидкість бічного руху транспортного засобу ψ і поперечну швидкість U як функцію поздовжньої швидкості V і кута повороту передньої осі δ. Нарешті, це приводить до простого рівняння для динаміки крену,

яке може бути далі лінеаризовано, що призводить до рівняння (1.1), де m і I відповідно позначають масу і інерцію бічного руху транспортного засобу.

$$\left.\begin{aligned}(I+mh^2)\ddot{\emptyset}-mgh\emptyset &= -mh\left(\dot{V}+\dot{\psi}U\right)\\ &= -mh\left(\frac{\dot{U}}{l}b\delta+\frac{U}{l}b\dot{\delta}+\frac{U^2}{l}\delta\right)\end{aligned}\right\} \quad (1.1)$$

Кут повороту переднього колеса δ розглядається як перший вхід, який може бути пов'язаний з водієм або активно керуватися (наприклад, для STC).

Другий вхід — це момент сили M_t, безпосередньо прикладений до нахилу ступеня свободи підресореної маси, що дозволяє здійснювати пряме управління нахилом (наприклад, для DTC).

Як правило, поздовжньою динамікою КТЗ нехтують, а поздовжню швидкість транспортного засобу V розглядають як параметр, а не стан. На початковому етапі бажаний кут нахилу $\emptyset_d$ виражається через баланс відцентрових і гравітаційних сил під час проходження поворотів в усталеного режимі з постійною швидкістю. На основі апроксимації кута нахилу $\emptyset$ та кута повороту передніх коліс δ отримується рівняння (1.3) для бажаного кута нахилу.

$$\emptyset_d = \tan^{-1}\left(\frac{a_{lat}}{g}\right) \approx \frac{a_{lat}}{g} = \frac{V^2}{R} \approx \frac{V^2\delta_f}{l} \quad (1.2)$$

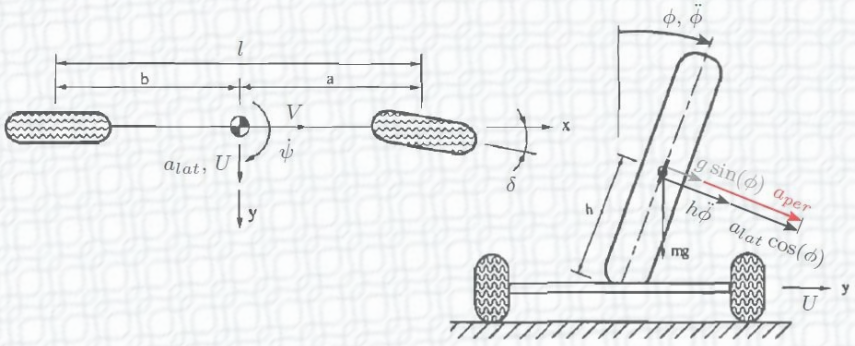


Рисунок 1.3 – Модель Карноппа, основана на одноколісній моделі, доповненій перевернутим маятником

Для забезпечення стабілізації крену транспортного засобу спочатку пропонується простий закон управління рульовим управлінням, при якому кут повороту переднього колеса діє пропорційно помилці зміни кута нахилу.

$$\delta_f = -K_d(\emptyset_d - \emptyset) \tag{1.3}$$

За допомогою цього простого закону пропорційного управління Карнопп і Фанг (Karnopp and Fang) продемонстрували, що на початку маневру необхідно контркерування «протидія рульовому управлінню» для забезпечення стабілізації компактного транспортного засобу [5].

Пізніше Карнопп і Хіббард (Karnopp and Hibbard) зацікавилися режимом системи безпосереднього управління нахилом (DTC) для стабілізації крену транспортного засобу. Ураховуючи вхідний момент сили на ступені свободи нахилу підресореної маси, вони створили і розробили контролер, який відстежує вищезгаданий бажаний кут нахилу.

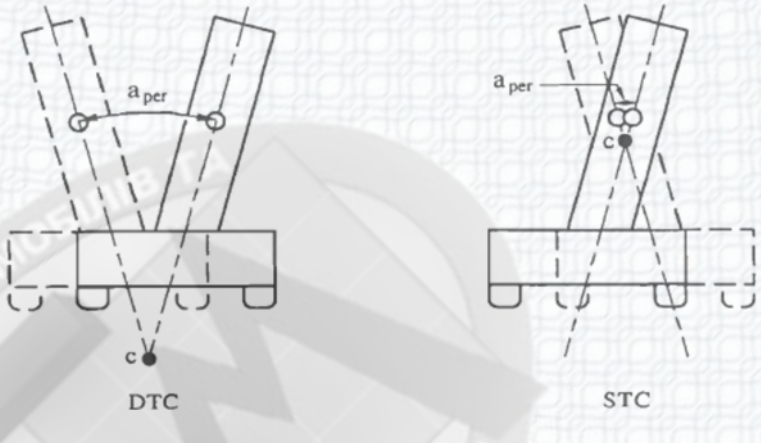
На основі цього контролера вони порівнюють поведінку транспортних засобів з нахилом і без нахилу, використовуючи поняття сприйнятого прискорення a_{pera}, яке визначається рівнянням (1.4) (Рис. 1.3).

$$a_{per} = a_{lat}\cos(\emptyset) + h\ddot{\emptyset} - g\sin(\emptyset) \tag{1.4}$$

Використовуючи більш розроблену складну модель, що включає динаміку підвіски і шин, вони довели, що нахил транспортного засобу за допомогою DTC дозволяє повністю виключити сприйняте поперечне прискорення і знизити на 30% передачу навантаження на колеса порівняно з транспортним засобом без нахилу в режимі стійкого стану під час проходження поворотів.

Робота «So's work»: Продовжуючи попередню роботу, Со і Карнопп почали досліджувати комбінацію DTC і STC на загальному діапазоні швидкостей. Вони запропонували комбінувати обидва режими в залежності від швидкості руху автомобіля.

По-перше, вони порівняли обидва режими, реалізовані за допомогою контролерів, і довели, що під час перехідних маневрів у транспортного засобу, обладнаного системою STC, спостерігається нижче сприйняте прискорення, ніж у транспортного засобу, обладнаного системою DTC (Рис. 1.4).



а) б)

а) система безпосереднього управління нахилом (direct tilt control – DTC);
б) система управління нахилом керованих коліс (steering tilt control – STC).

Рисунок 1.4 – Сприйняте прискорення та миттєва вісь крену *c*
для двох режимів управління

Для двох порівнюваних режимів управління розглядається логіка проводного управління режиму STC: водій через кут повороту рульового колеса (δ_{sw}) вказує, наскільки він хоче, щоб транспортний засіб керувався, і відповідно регулюється передній кут повороту (δ_f).

Крім того, вони роблять висновок про нестабільність STC на дуже малих швидкостях, спираючись на здорова глузду, але не проводять моделювання для підтвердження своїх тверджень.

Згодом вони пропонують об'єднати два режими, щоб подолати їх відповідні обмеження. Однак їм не вдалося успішно комбінувати STC і DTC в безперервному режимі через конфлікт між двома методологіями управління: контркерування, включене в STC, призводить до помилкового обчислення бажаного кута нахилу для DTC. Таким чином, замість того, щоб змішувати два

режими, вони розглядали можливість перемикання з одного на інший в залежності від заданої швидкості просування (рис. 1.5). Їх основна мета — зробити перемикання плавним для водія.

Проте моделювання показує, що різна природа контролера викликає раптовий різкий стрибок бокового прискорення в момент переключення з DTC на STC: це відбувається тому, що при використанні режиму STC в динамічній системі виникає ефект деривації, і транспортний засіб не знаходиться в конфігурації стійкого стану під час процесу перемикання.

Для вирішення цієї проблеми вводиться плавно змінюваний коефіцієнт підсилення управління для системи STC, що призводить до плавних відгуків під час перемикання з DTC на STC. Цей алгоритм управління перемиканням розповсюджується на аварійні маневри, для яких STC переключається назад на DTC у разі втрати тяги [6].

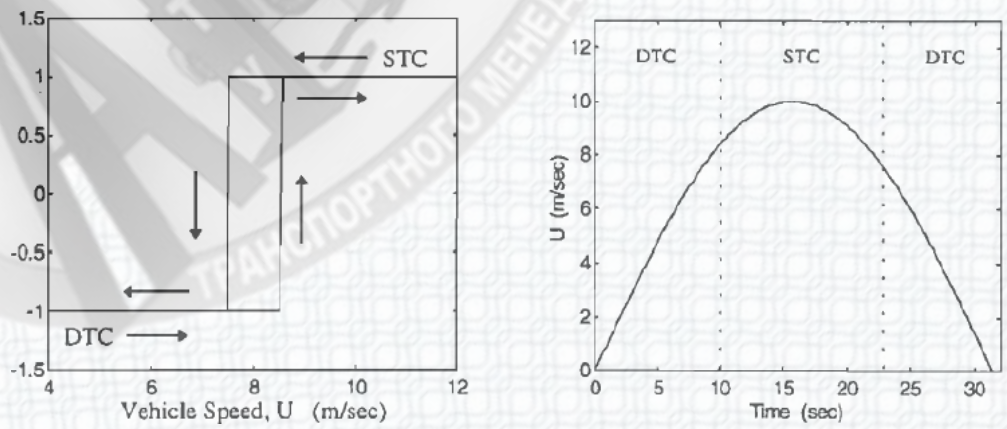


Рисунок 1.5 – Перемикання підходу SDTC
зі стратегією гістерезисного типу

Робота Снелла (Snell's work): Ґрунтуючись на попередніх дослідженнях, Снелл і Карнопп пропонують інший підхід до управління, який полягає у мінімізації або усуненні сприйнятого прискорення в довільно обраній точці C на середній площині нахиленого шасі [7]. Цей метод еквівалентний примушенню транспортного засобу обертатися навколо осі, що проходить через ту ж точку C (рис. 1.6).

По-перше, Снелл аналізує поведінку системи DTC, що регулює сприйняте прискорення, а не величину помилки зміни кута нахилу від бажаного кута нахилу, за допомогою випробувального маневру, що складається з повороту з прискоренням 0,5g. Незважаючи на зниження сприйнятого прискорення, виявилося, що ця вдосконалена система (DTC) потребує більших моментів нахилу, що може призвести до перекидання транспортного засобу.

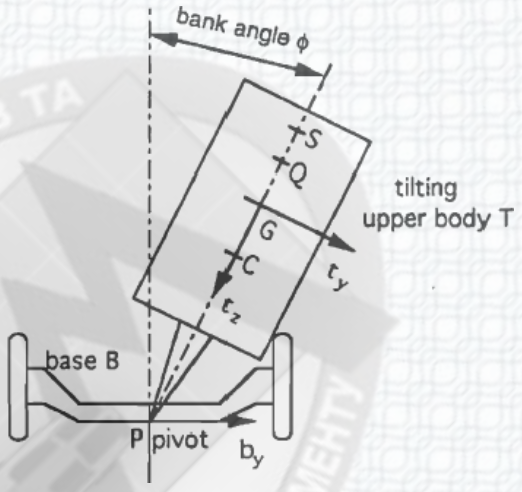


Рисунок 1.6 – Ілюстрація різних точок на нахиленому шасі КТЗ

Розглядаючи комбінований підхід SDTC, Snells подолав невідповідність між двома режимами, обчислюючи бажане поперечне прискорення a_d на основі потреби водія в рульовому управлінні δ_{sw},, а не кута повороту передніх коліс δ_f. Це дозволяє обом режимам працювати одночасно для досягнення спільної мети. У цій роботі динаміка бічного руху опускається, а система управління проєктована на основі динаміки крену, для якої вхідним сигналом STC тепер є поперечне прискорення на базі транспортного засобу a^P_y, а не передній кут повороту δ.

Комбінована стратегія використовує попередні фільтри як для рульового управління, так і для входу в нахил, дозволяючи їй йти в ногу з миттєвим дією рульовим рухом (рис. 1.7).

При виборі (C), що збігається з (G), центром мас шасі, реакції прискорення дуже схожі на характеристики базового режиму STC; база транспортного засобу

переміщується за межі кривої завдяки протидії рульовому управлінню, і сприйняте прискорення залишається мінімальним.

З іншого боку, коли (C) знаходиться в точці повороту (P), SDTC веде себе як початковий (DTC), а момент перекидання перевищує максимальне значення перекидання. Снелл запропонував розмістити віртуальну вісь, де водій відчуває рух (тобто на рівні голови), що призводить до управління (SDTC), дуже близького до режиму (STC).

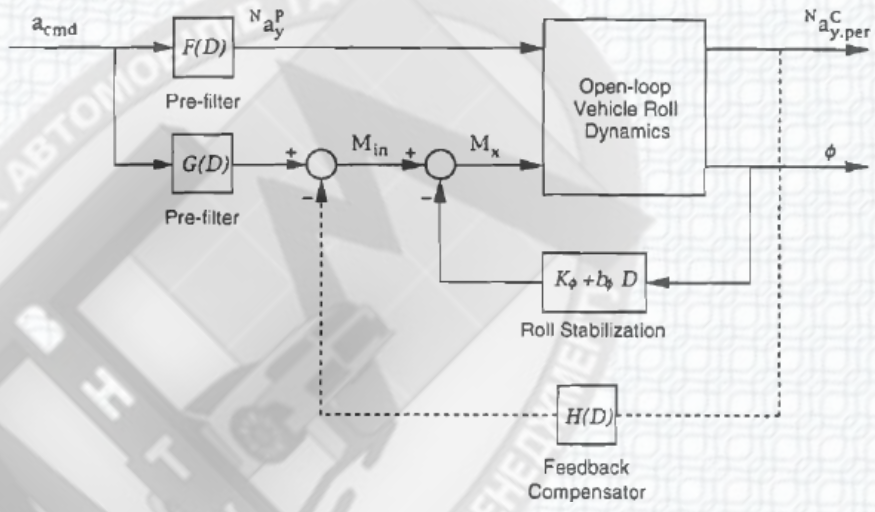


Рисунок 1.7 – Блок-схема контролера Снелліуса

Однак різниця між законом управління Снелліуса та класичним (STC) полягає в тому, що момент перекидання діє постійно і може використовуватися для стабілізації динаміки крену в разі екстремальних маневрів у будь-який час. Під час дослідження Карноппа прототип не був розроблений.

3) Делфтський технологічний університет (TU Delft) (1997-2004)

Наприкінці 90-х років спеціальна технологія управління перекиданням (the special tilting control technology - DVC), що позначає динамічне управління транспортним засобом, стала предметом академічного дослідження, проведеного професором Паувелуссеном (Pauwelussen) з Делфтського технічного університету (TU Delft). По-перше, він розробив лінеаризовану математичну модель (Рис. 1.8), яку він використовував для динамічного моделювання (автомобіля Carver) і оцінки його характеристик під час поворотів.

На основі цієї моделі проводиться аналіз чутливості динамічних параметрів, таких як жорсткість шини або положення центру мас, для визначення їхнього впливу на момент T_φ і кут повороту рульового колеса δ.

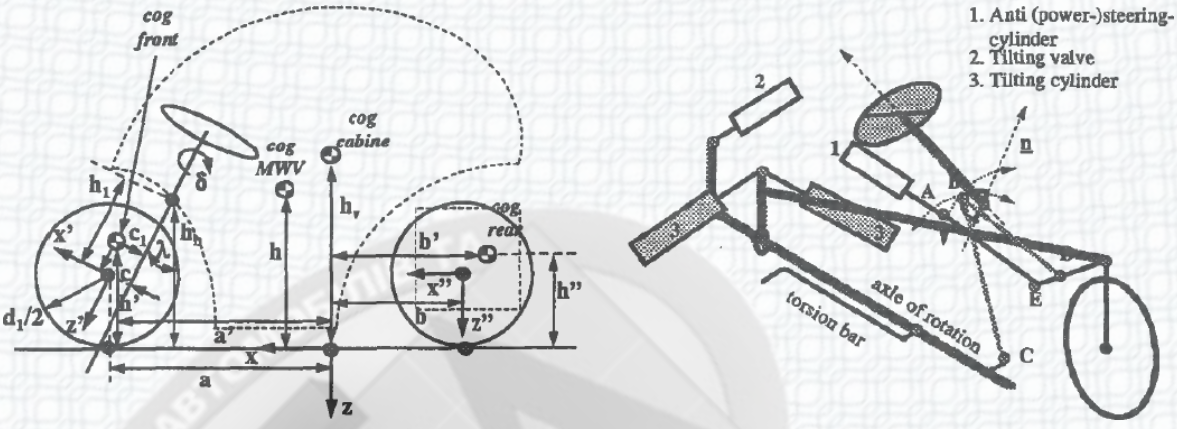


Рисунок 1.8 – Модель автомобіля Carver, розроблена Пауелуссеном (Pauwelussen)

У подальшому стійкість Carver досліджується за допомогою модального аналізу [74]. У кореневому місцеположенні показано два стабільних режими для швидкостей від 10 м/с до 50 м/с: режим бічного руху, який характеризується рухом «риба хвіст», та режим рульового управління, визначений високочастотними коливаннями рульового управління. Аналіз чутливості при швидкості 120 км/год виконується для кута нахилу, а положення центру ваги (ц.в.) показує менш стабільну поведінку, коли вісь нахилу нахилена вперед, а центр ваги (ц.в.) зміщується назад.

Крім того, для зменшення моменту під час перехідних маневрів реалізована система антиуправління (автоматичне протидія повертанню). Нарешті, Пауелуссен стверджує, що оскільки КТЗ не є а ні легковим автомобілем, а ні мотоциклом, результати не можна порівнювати з існуючими результатами випробувань і що необхідно встановити нові критерії, включаючи зворотний зв'язок транспортного засобу з водієм. Оскільки це дослідження було основане на існуючому транспортному засобі з заданою морфологією та власною технологією контролю нахилу, мало що можна витягти і зробити висновки про контроль нахилу КТЗ в загальному випадку.

4) Університет Міннесоти (University of Minnesota) (2003 - 2010)

На початку 2000-х років професор Раджамані (R. Rajamani) з Університету Міннесоти почав вивчати динаміку КТЗ та її контроль [8]. Разом зі своєю командою він удосконалив модель Карноппа і розробив нові методи, основані на DTC, STC і їх комбінації, позначеній як SDTC. Раджамані та його дослідники розглянули різні визначення еталонного кута нахилу разом із складними методами нелінійного управління. Крім того, вони провели експериментальні випробування як безпілотного літака зменшеного розміру, так і прототипа реального розміру.

5) Проєкт «Clever», в Батському університеті (Clever project, Bath University) (2005 - 2014)

КТЗ також стали предметом досліджень в Європі наприкінці 2000-х і на початку 2010-х років.

Розроблене в рамках проєкту, фінансованого «EU-funded project», розумне транспортне засіб «The Clever vehicle» показано на рис. 1.8 як компактне транспортне засіб з низьким рівнем викидів для міського транспорту «Compact Low Emission Vehicle for urban transport», представляло собою нахиляючийся трьохколісний КТЗ , розроблений в Університеті Бата під керівництвом професора Еджа (Prof. Edge) і доктора Дарлінга (Dr. Darling). Він був побудований Дрю «Drew» і Баркером «Barker» під час їхніх докторських дисертацій [9].

Прототип складається з не нахиляючоїся задньої кабіни і відкидної кабіни з переднім рульовим колесом. Гідравлічна система забезпечує пряме управління нахилом, коли переднє рульове колесо або пасивно, або активно, завдяки актуатору, який регулює кут повороту в реальному часі.

Ґрунтуючись на цьому прототипі, Університет Бата ретельно досліджував як динаміку нахиляючогося КТЗ , так і його контроль, і в період з 2004 по 2014 рік було захищено 4 кандидатських дисертації з цієї теми. Зосередившись на аспектах дизайну, вони розробили прототип, у якому використовуються технології STC і DTC. Протягом великої кількості тестів на водіння вони

досліджували реалізацію системи SDTC і її обмеження з точки зору максимального бічного прискорення і моменту перекидання [9].

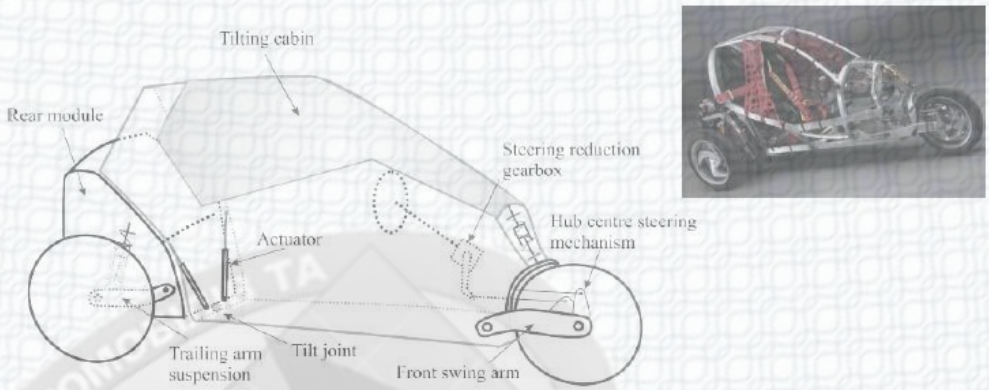


Рисунок 1.9 – Проєкт «Clever», як КТЗ , розроблений у Батському університеті

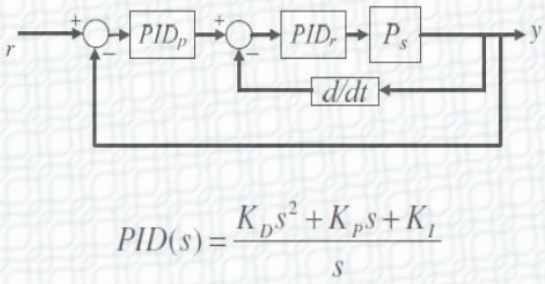
6) Тайваньський національний університет Цзяо Дун – (ТНУ Цзяо Дун) (National Chiao Tung University of Taiwan) (2008 - 2010)

У 2008 році в Національному університеті Цзяо Дун на Тайвані був розроблений чотириколісний КТЗ з ромбовидною конфігурацією [10]. Спеціальна компоновка автомобіля разом з поворотом передніх і задніх коліс на 90 градусів забезпечує можливість руху боком на місці, що дуже зручно під час паркування. Модель, використана в їхньому дослідженні, складається з 11 тіл і була отримана за допомогою підходу на основі Лагранжа (рис. 1.10.а).

Що стосується управління КТЗ , то досліджувалися обидва варіанти контролю (STC) і (DTC). Для цього вони розробили двоконтурний PID-регулятор з внутрішнім контуром для кута нахилу і зовнішнім контуром для швидкості нахилу (Рис. 1.10.б). При цьому управління виконано за кутом нахилу транспортного засобу, однак немає жодних пояснень, як обчислюється цей референтний кут нахилу.

Результати моделювання підтверджені за допомогою експериментального маневру (тобто слаломного тесту) на розробленому прототипі.





$$PID(s) = \frac{K_D s^2 + K_p s + K_I}{s}$$

а) б)

а) Прототип КТЗ з ромбовидною конфігурацією

б) двоконтурний PID-регулятор

Рисунок 1.10 – КТЗ, розроблений у Націюбональному університеті Цзяо Дун

7) Віденський технологічний університет – (ВТУ) (TU Wien) (2011 рік)

Пізніше, у 2011 році, ще один КТЗ був розроблений професором Пльохлем та його командою з Технічного університету Відня (Technical University of Vienna). Було проведено ретельний динамічний аналіз автомобіля і розроблено електронний контролер, що дозволяє стабілізувати кренове рух автомобіля [11].

Під керівництвом професора Пльохля (Prof. Plöchl) у 2011 році в Віденському технологічному університеті (TU Wien) був розроблений прототип КТЗ . Автомобіль має дельтовидну конфігурацію з регульованою задньою підвіскою (нахиляється кузов, візок без нахилу) і унікальним переднім керованим колесом (рис. 1.11). Прототип має один привід на рульовому управлінні і один на ступені свободи нахилу, що забезпечують STC і DTC відповідно.

Автомобіль моделюється як багатотільна система за допомогою програмного забезпечення SIMPACK. Щоб вивчити динаміку КТЗ , Едельманн (Edelmann) і Пльохль (Plöchl) розробили спрощену модель, що складається з зосередженої моделі мотоцикла шляхом об’єднання задніх коліс в одне заміщуюче колесо (рис. 1.12). Отримана в результаті система з 4-х корпусів потім моделюється аналітично, спираючись на роботу Шарпа (Sharp) з моделювання мотоциклів.

Крім того, спрощена модель підлягає подальшій лінеаризації та порівнюється з моделлю MBS. На основі діаграм керованості кількісно спостерігаються ефекти нелінійностей, і робиться висновок, що спрощена модель добре відповідає характеристикам транспортного засобу, досягаючи нормалізованого бічного прискорення (0,4 g), при цьому максимально допустиме прискорення складає приблизно (0,53 g) для транспортного засобу.

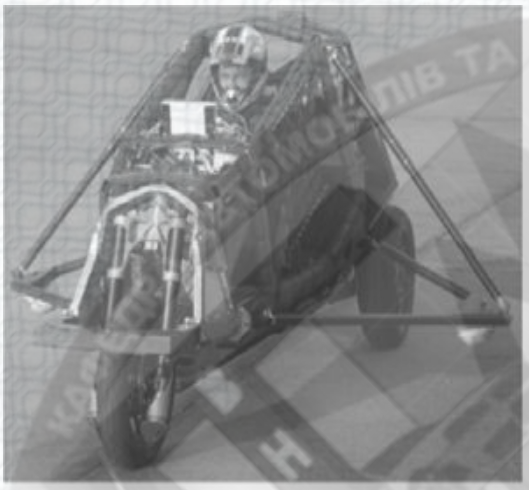


Рисунок 1.11 – Прототип дельта-моделі для КТЗ (вузький автомобіль з можливістю нахилу)

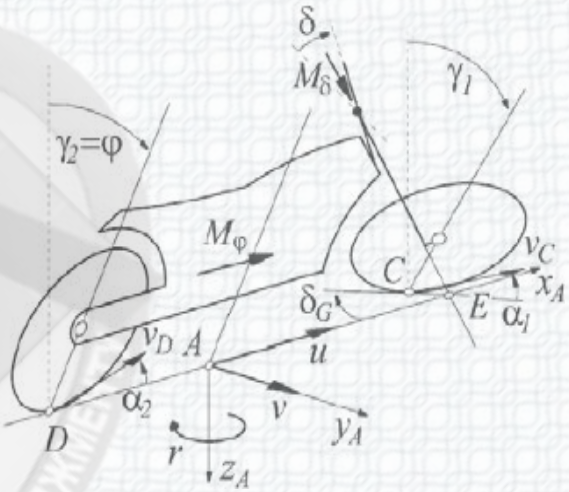


Рисунок 1.12 – спрощена модель мотоцикла

Основуючись на модальному аналізі, виконаному на стабільній прямій і в стабільному повороті, Едельманн (Edelmann) визначає нестабільні режими руху мотоцикла (тобто переплетення та раскачування) і стверджує, що електронний контроль стійкості необхідний для забезпечення відчуття від водіння автомобіля.

Обговорюються як DTC, так і STC, але вони зосереджуються на STC виключно. Вони використовують випереджувальне управління, щоб забезпечити швидку реакцію на зміну бажаного кута нахилу (Рис. 1.13).

Для управління зворотним зв'язком помилка обчислюється відносно бажаної стійкої конфігурації, тоді як коефіцієнти підсилення зворотного зв'язку обчислюються за допомогою підходу (LQR) для різних робочих станів. Планування підсилення розглядається на основі бажаного кута нахилу (φ_d) і

швидкості (v), однак переваги планування підсилення як функції швидкості та кута нахилу не демонструються.

Бажаний кут нахилу для водія прямо пропорційний орієнтації рульового колеса (δ_{sw}), і реалізована модель водія, яка стежить за заданою траєкторією шляхом регулювання орієнтації рульового колеса.

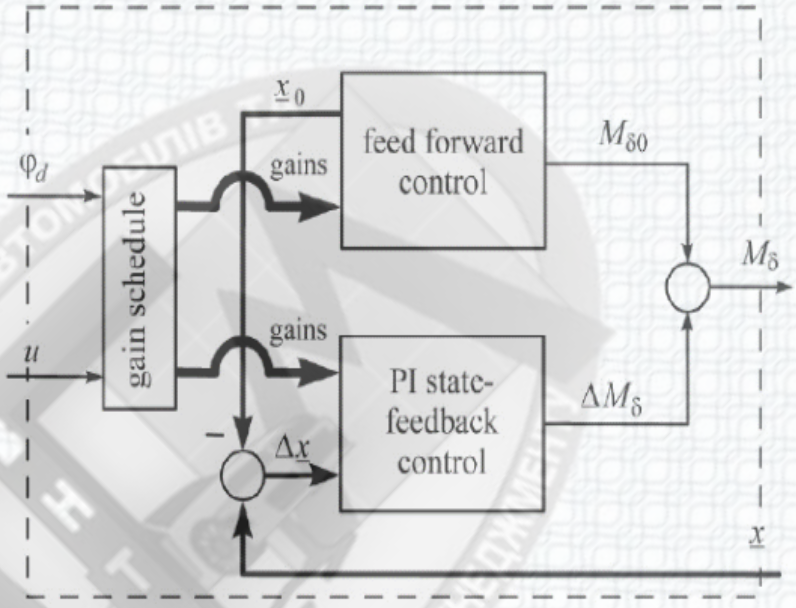


Рисунок 1.13 – Блок-схема регулятора STC (нахил рульового колеса)

Для перевірки регулятора нахилу застосовується ступінька бажаного кута нахилу (φ_d). Бічне прискорення, відповідне цьому моделюванню, становить близько (3,5 м/с^2), що є досить показовим. Хоча контролер був належним чином реалізований і протестований, Пльохл (Plöchl) та його команда не проводили жодних експериментальних випробувань.

8) Федеральний університет Санта-Катарини (Federal University of Santa Catarina) (2007-2016)

Дослідження з контролю КТЗ проводились у Бразилії з 2007 по 2016 рік професором Рок'єро (Prof. Roquiero) з Федерального університету Санта-Катарини. Для вивчення КТЗ Рок'єро (Roquiero) та його команда розробили модель з чотирьох корпусів (тобто шасі і 3 колеса) на основі рівнянь Лагранжа

(рис. 1.14). Модель має 9 ступенів свободи: 6 ступенів свободи шасі та 3 додаткові ступені свободи для вертикального переміщення колеса [11].

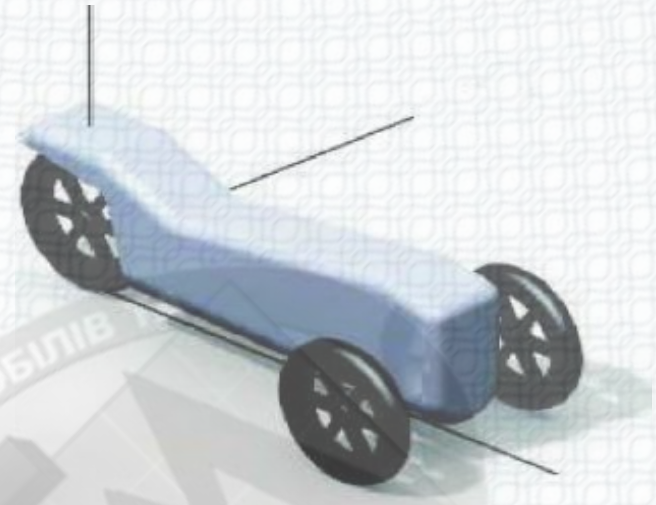


Рисунок 1.14 – Модель КТЗ зі 9 ступенями свободи

Що стосується підходу до управління, управління нахилом рульового колеса розглядається окремо або разом з управлінням швидкістю руху транспортного засобу. Вхідними даними для системи є кут повороту рульового колеса δ і момент сили на задньому колесі, а двома вихідними даними є кут нахилу та швидкість автомобіля.

На основі цієї спрощеної моделі Рок'єро (Roquiero) виводить нелінійний закон управління, оснований на управлінні ковзним режимом. Опорний сигнал для кута нахилу обчислюється на основі теоретичної формули (1.2), як це було зроблено Карноппом (Karnopp) та іншими.

Пізніше цей контролер перевіряється з урахуванням впливу таких збурень, як бічний вітер і нерівності дороги. Рок'єро (Roquiero) приходить до висновку, що за допомогою підходу ковзного режиму можна реалізувати простий і дешевий багатопараметричний контролер. Пізніше Де Фарія (De Faria) показав, що тривимірної моделі велосипеда достатньо для розробки контролерів ковзного режиму для трьохколісного вузького транспортного засобу [11].

У 2016 році (Morita) під керівництвом Рок'єро (Roqueiro) досліджує три методи багатопараметричного управління: контролер ковзної моделі (Slotine),

метод одиничного векторного управління (UVC) (Utkin) і нещодавно запропоноване розширення UVC. контролер [12]. Мета полягає в тому, щоб відстежувати кут повороту і бажану водієм швидкість, забезпечуючи при цьому стійкість до нахилу. Рок'єро (Roquiero) і його команда заявляють, що такий нелінійний підхід працює краще, ніж попередні, засновані на скороченій лінійній моделі. Проте незрозуміло, чи є розроблена модель точною, коли йдеться про геометрію транспортного засобу (рух підвіски) і динаміку (інерція колеса і контакт шини із землею).

9) Нагойський університет, Японія (Nagoya University) (2012-2014)

У 2012 році Фуруічі та Мацуно (Furuichi and Matsuno) почали дослідження контролю над КТЗ під керівництвом професора Фукуда (Prof. Fukuda) з Університету Нагоя (Nagoya University). Вони розробили модель триколісного колеса КТЗ, колеса якого не завжди стикаються із землею. Модель складається з трьох різних робочих станів і виводиться на основі рівнянь Ньютона-Ейлера зі спрощеною динамікою нахилу (рис. 1.15).

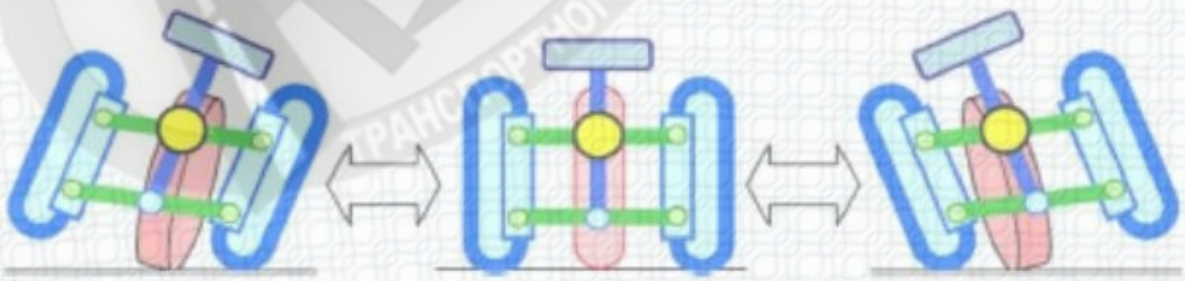


Рисунок 1.15 – Динамічна модель з трьома станами для КТЗ

Спочатку розглядається управління (DTC) з бажаним кутом нахилу, записаним як функція швидкості автомобіля і кута повороту рульового колеса, як у рівнянні (1.2). Щоб підвищити надійність контролера, сприйняте прискорення враховується в методі розмаху підсилення (оптимізація LMI); головний принцип полягає в визначенні меж спрацьовування як при нахилі, так і при повороті на основі сприйнятого прискорення і динамічної моделі стану

переключення. Завдяки експериментальним результатам прототипу метод управління перевіряється, оскільки керуючі входи залишаються в межах своїх заздалегідь визначених меж.

10) Нантська національна гірнича школа (Ecole des Mines de Nantes) (2011-2022)

З 2011 року і до нещодавнього часу дослідження проводились у Нантській національній гірничій школі під керівництвом професорів Шевреля і Клаво (Prof. Chevrel and Claveau).

З метою управління комерційним електричним нахиляючимся КТЗ «SMERA» (рис. 1.16), розробленим «Lumineo» [13], концепт-кар представляє собою двомісний нахильний транспортний засіб, який нахиляється на поворотах до 25°. Довжина 2500 мм і ширина 960 мм (колія 655 мм), це щось середнє між електромобілем і скутером і включає в себе літій-іонний акумулятор. Він регулюється в Європі як автомобіль (класифікація M1). Його швидкість вказується як 110 км/год.

Шеврель і Клаво досліджували управління DTC, STC і SDTC за допомогою лінійних і нелінійних вдосконалених контролерів.

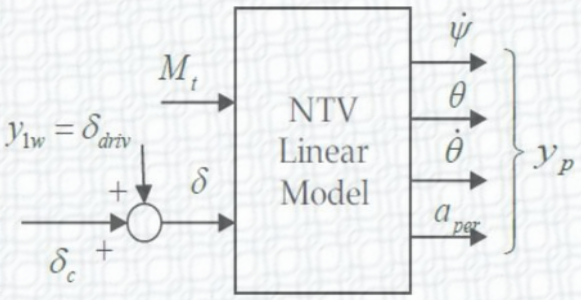
У 2011 році система управління КТЗ була предметом кандидатської дисертації, проведеної Мурадом під керівництвом професорів Шевреля і Клаво, і відповідно до роботи Снелла вони пропонують регулювати сприйняте прискорення, а не відстежувати кут нахилу.

Мурад Лама прийняла спрощену модель, яка містить три ступені свободи (поперечне зміщення, кут нахилу та швидкість бічного руху); отримана лінеаризована модель ігнорує передачу поздовжнього та поперечного навантаження і не враховує гіроскопічний ефект, передачу навантаження на колесо та нелінійності динаміки шини.



а)

КТЗ «SMERA», розроблений «Lumeneo»



б)

входи і виходи для лінійної моделі КТЗ

Рисунок 1.16 – КТЗ «SMERA»:

Що стосується вхідних сигналів системи, управління рульовим управлінням здійснюється шляхом модуляції і регулювання кута повороту рульового колеса водія (δ_{sw}) з використанням вхідного кута повороту (δ_c), як це зроблено командою з Міннесоти та командою Clever.

$$\delta = \delta_{sw} + \delta_c \tag{1.5}$$

Управління нахилом здійснюється шляхом прикладення моменту сили M_t. Основна перевага цього підходу полягає в тому, що ніяка модуляція або зміни кута повороту рульового колеса водія (тобто Е. $\delta_c = 0$) не потрібні; це відповідає системі управління DTC, в якій вхід переднього рульового управління (δ) розраховується безпосередньо на основі входу рульового управління водія (δ_{sw}).

Незважаючи на апроксимацію моделювання, яке вони зробили, вони стверджують, що сприйняте регулювання прискорення є достатнім, щоб виправити нестабільність, оскільки в стійкій конфігурації виміряне сприйняте прискорення завжди повинно бути рівним нулю. Крім того, це дозволяє легко справлятися з нерівностями дороги.

У 2015 році Клаво (Claveau) зробив спробу нелінійного управління моделлю велосипеда з п’ятьма ступенями свободи, яка включає поздовжню динаміку [13]. На відміну від своєї попередньої роботи, вони розглядають

можливості відстежувати кут нахилу (θ) з використанням трьох входів: регулювання кута повороту рульового колеса, момент нахилу і сили задньої тяги.

Хоча представлена модель включає поздовжню динаміку, у конструкції блоку управління виникла проблема зворотного зв'язку, тому лінеаризація зворотного зв'язку має тенденцію стирати частину початкової динаміки, що ускладнює модель і ускладнює аналіз стійкості.

11) Токійський університет (University of Tokyo) (2015-2022)

Зовсім недавно новий КТЗ , розроблений Equos (Equos — це науково-дослідна компанія, яка спеціалізується на автомобільній промисловості, співпрацює з Toyota), на основі принципу free-to-caster (FTC), був вивчений Джеффрі Танном під керівництвом професора Суда з Токійського університету. Очевидно, що стійкість рульового управління є основним об'єктом досліджень, для яких проводиться аналіз чутливості до динамічних параметрів (наприклад, сліду) [14].

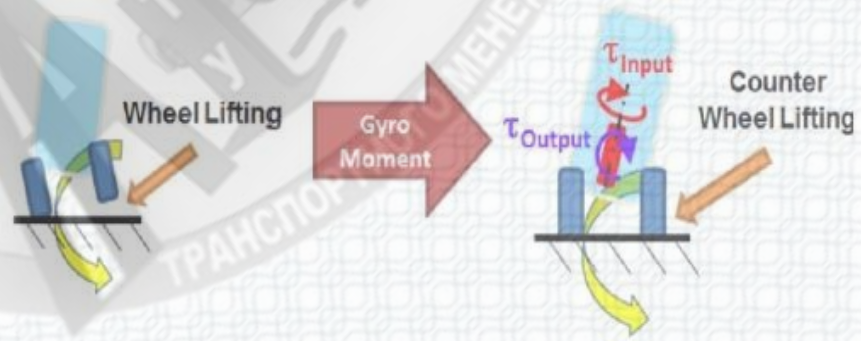


Рисунок 1.17 – Стабілізація гіроскопічним моментом кочення КТЗ

12) Університет Ватерлоо (University of Waterloo) (2014 - 2022)

Водночас управління інтегрованими колісними системами є предметом багатьох наукових досліджень, які проводяться в Університеті Ватерлоо. Їхня робота зосереджена на допоміжному нахилі під час нахилу та рульового управління, а також на векторизації моменту; однак діапазон нахилу обмежений і відповідає підвищенню стійкості до кочення, а не повному управлінню нахилом.

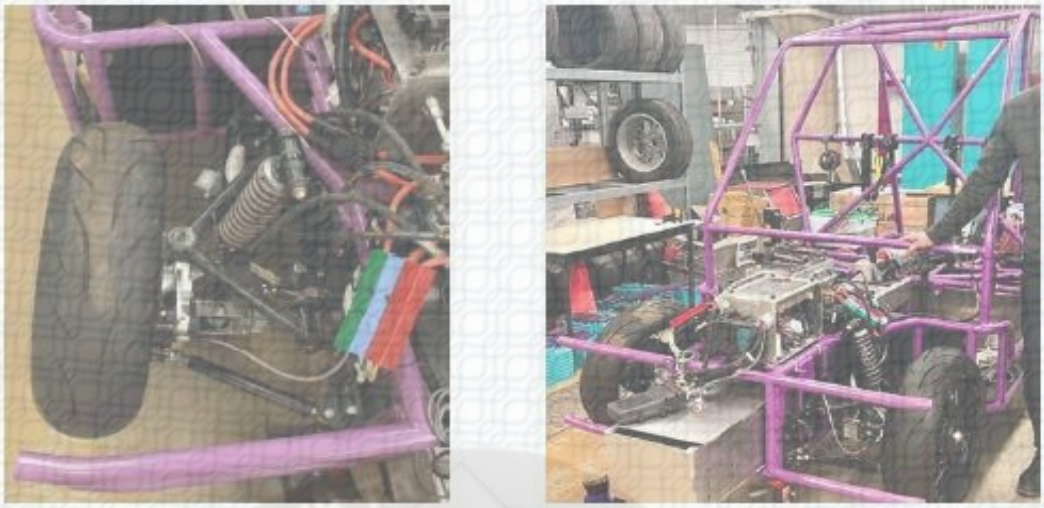


Рисунок 1.18 – Ватерлоо (Waterloo) внутрішній модуль та випробувальна машина

13) Проєкт «Resolveproject» (2016-2022)

Врешті-решт, європейський проєкт Resolve (правоздатність діапазону електричних SOLUTIONS) концентрується на нахильному русі та управлінні 4-колісним скутером, порівнюваним з 2- або 3-колісними скутерами, який націлений на розробку нових концепцій транспортних засобів (нахильних і вузьколійних), що пропонують привабливі враження від водіння ELV, зберігаючи при цьому якомога менше споживання енергії транспортним засобом (рис. 1.19) [15].

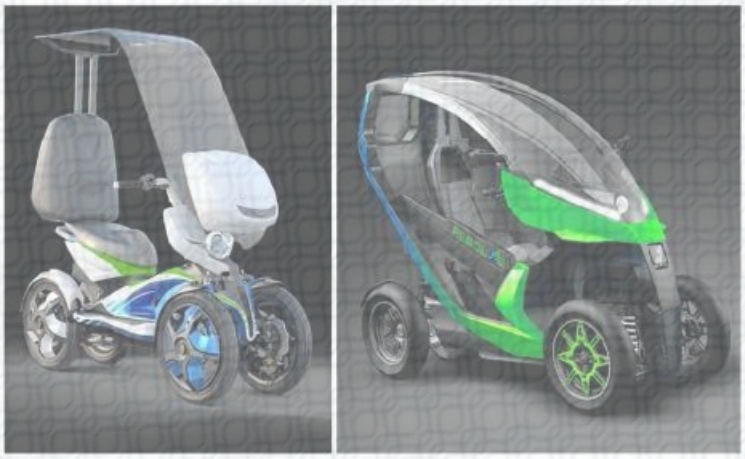


Рисунок 1.19 – Два зразки вузького нахиляючогося транспортного засобу, розробленого в проєкті Resolve.

1.3 Аналіз методів випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1

Тематика роботи, пов'язана з дослідженням властивостей керованості та стійкості КТЗ , є найскладнішою в розділі їх динаміки, оскільки охоплює всі аспекти теорії та експерименту. Виникаючі теоретичні суперечки про відсутність єдиної інтерпретації тлумачення понять керованості та стійкості в значній мірі пов'язані з орієнтацією дослідників на різні групи оцінювальних показників.

Маневри транспортних засобів під час повороту включають в себе такі властивості:

1. Керованість автомобіля – властивість автомобіля підкорятися траєкторному і курсовому управлінню. Під траєкторним управлінням розуміється управління автомобілем по збереженню або зміні напрямку швидкості руху, під курсовим управлінням розуміється управління автомобілем по орієнтації його поздовжньої осі.

2. Стійкість автомобіля – властивість автомобіля зберігати в заданих межах незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх, інерційних і гравітаційних сил напрямок швидкості руху та орієнтацію поздовжньої і вертикальної осей при певному управлінні, закріпленому в вільному рулі. Простими словами, керованість – це сприйняття водієм реакції автомобіля на рульове управління, а проходження поворотів – це фізична реакція автомобіля, що не залежить від впливу на водія. У зв'язку з цим зазвичай вивчаються основні три динаміки ТС:

3. Вертикальна динаміка, яка може бути тривимірною, але зазвичай переміщення малі, тому вертикальна динаміка в основному вивчається в одній площині, як прямолінійна;

4. Поздовжня динаміка – це прямолінійний рух в одній площині;

5. Поперечна динаміка транспортних засобів часто є найскладнішою для автомобільного інженера; вона полягає в русі в системі координат ТС, що створює криволінійний рух, оскільки система координат обертається разом з ТС.

Найбільш опрацьованими випробуваннями поперечної динаміки ТС є випробування стійкості та керованості для звичайних легкових ТС.

Досі не існує критеріїв і методів оцінки керованості та стійкості КТЗ .

Бічний рух КТЗ необхідний для проходження поворотів дороги, визначення та вибору траєкторії на перехрестях та для об'їзду перешкод, що передбачає управління. В загальному, рульове управління КТЗ вивчається в основному через ступені свободи ТС, тобто кутову швидкість ТС (w_z) та швидкість бокового переміщення (v_y).

Управління транспортним засобом може здійснюватися різними способами:

1) Змінюючи кути повороту коліс: зазвичай обидва передні колеса повертаються приблизно на однаковий кут, тобто принцип Аккермана;

2) Рульове управління за рахунок зміни кута нахилу коліс;

3) Шарнірно-складене рульове управління, при якому осі нерухомо закріплені на кузові КТЗ , але сам КТЗ може згинатися;

4) Застосування поздовжніх сил до коліс: безпосередньо шляхом несиметричного розташування лівої та правої сторін ТС, наприклад, одностороннє гальмування, або опосередковано шляхом навмисного використання великого тертя в поздовжньому напрямку на одній осі в повороті, так що ця вісь знижує бічну силу.

Під час водіння існує велика кількість перехідних маневрів. Випробування, що відносяться до цих маневрів, згадуються в стандартах (ISO 3888), (ISO 7401), (ISO 7975, 2006), (ISO 11026), (ISO 14791), (ISO 14793), (ISO 14794, 2011) та (NHTSA), таким чином, можна визначити наступні можливі типові перехідні випробування:

1. Випробування перекидання на місці з використанням нахильного стенду для визначення коефіцієнта статичної стійкості.

2. Випробування під час проходження поворотів у стійкому стані, які включають заїзди на Скидпад (Skidpad) або площадку для заносу – це плоска кругла поверхня діаметром зазвичай до 100 м з деякими концентричними

колами, яка з'являється на більшості випробувальних треків, що використовується для різних випробувань керованості автомобіля, частіше всього Скидпад використовуються для перевірки бічного прискорення, що вимірюється в прискоренні вільного падіння - g м/с². Типовими випробуваннями по стійкості є:

- Рух по траєкторії з постійним радіусом для різних поздовжніх швидкостей;
- Постійна поздовжня швидкість для різних радіусів повороту;
- Поворот з постійним кутом повороту рульового колеса в сторону повороту під час проходження поворотів, а потім плавне збільшення натискання педалі акселератора або натискання педалі гальма, тобто плавне гальмування або прискорення на повороті, а якщо це було занадто швидко, то випробування підпадатиме під тест на перехідну керованість.

3. Випробування «Ривок рульового управління – Step Steer», під час якого можна виміряти наступні перехідні параметри:
   - Відгук кривизни;
   - Відгук швидкості бічного руху;
   - Демпфування бічного руху;
   - Відгук бічного прискорення.
4. Маневри бокового ухилення від перешкод (проводяться для визначення того, наскільки добре певний транспортний засіб долає раптово перешкоду, яка раптово з’явилась). Під час цих випробувань визначається максимальна швидкість, при якій не було виходу ТС за межі розмічених траєкторій або відірвання одного з коліс від дороги.
   - Лосиний тест або тест на уникнення лося, випробування на ухилення від зіткнення шляхом маневрування, тобто «Moose Avoidance Test» або «Double Lane Change DLC cone track»;
   - Випробування «переставка» (Single Lane Change SLC cone track);
   - Випробування маневра «Риболовний гачок» за ICO «Sine with Dwell»;
   - Зусилля рульового управління під час ухильних маневрів.

5. Випробування на керованість:

- Випробування «змійка», тобто слалом між конусами (Slalom between cones);
- Ресурсні випробування.

Усі наведені вище випробування та методики оцінки динаміки ТС не розглядають вимірювання параметрів криволінійного руху та визначення критичних режимів проходження повороту для компактних транспортних засобів категорій (L).

Оскільки нормативні документи не існують для КТЗ , був обраний найбільш інформаційний і простий метод для визначення стійкості для категорій M1 – ривок рульового управління, оскільки в ньому мінімальний вплив водія, простота в виконанні, і він наочно показує проблеми в перехідних режимах КТЗ і простіший для програмування.

1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Проведений аналіз результатів досліджень, описаних вище, дозволяє зробити наступні висновки:

1. Існує велика кількість показників і методик для оцінки властивостей керованості та стійкості звичайних автомобілів, при цьому для компактних транспортних засобів таких показників практично немає; існують вже завершені проєкти і ведуться роботи в різних університетах світу по дослідженню КТЗ , проводиться робота з їх класифікації, оцінки та визначення вимог до КТЗ і технічних характеристик.

2. Згідно з аналізом існуючих досліджень КТЗ , можна помітити, що у КТЗ досліджувався контроль тільки в рамках проєктів, спрямованих на розвиток активно нахиляючогося КТЗ . STC і DTC часто розглядаються як єдині життєздатні рішення, що пропонують автомобільний досвід водіння для нахиленого КТЗ . У цих системах управління є дуже важливі недоліки, наприклад:

- Висока вартість активної системи крена

- Висока складність систем активного крена
- Неможливість використання алгоритмів крена на різних пристроях (КТЗ з 3 або 4 колесами), оскільки ці алгоритми індивідуальні для особистого проєкту, виготовленого і виконаного на етапі дослідження.

3. У досліджених роботах використовувалися спрощені математичні моделі, при цьому результати розрахунків можуть спотворюватися, наприклад:

- Не враховуються попередні наукові роботи, оскільки кожен проєкт має свої особливості (наприклад, морфологію транспортного засобу, стратегію контролю тощо).
- Не враховується зміщення центру тяжіння КТЗ за межі колісної бази під час нахилу і при повній зупинці під час руху в повороті, хоча при цьому КТЗ може перекинутися, як мотоцикл.
- Іноді математичні моделі враховували висоту центру тяжіння, але не враховували висоту крену.
- Також брали положення центру тяжіння в центрі бази автомобіля і не враховували зміну положення центру мас уздовж поздовжньої осі.

Було виявлено, що розрахункові методи оцінки розглянутих властивостей транспортного засобу втрачають свої переваги через відсутність достовірних вихідних даних про досліджуваний об'єкт. Часто невідомі головні моменти інерції автомобіля, статична «розв'язка», пружнодемпфуючі властивості шин і систем підвіски, коефіцієнти опору руху тощо.

РОЗДІЛ 2
ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1

2.1 Актуальність розробки транспортних засобів категорії В1

Актуальність необхідності розробки компактного транспортного засобу випливає з його важливих переваг, які можна сформулювати таким чином:

1. Компактні транспортні засоби можуть зменшити кількість транспортних заторів на дорогах, знизити проблеми з паркуванням у великих містах [16]. Пробки на дорогах є серйозною проблемою у великих містах по всьому світу. Згідно зі статистикою, водії проводять більше ніж 5 мільярдів годин щорічно в транспортних заторах. Розробка нових широких доріг та автомобільних доріг є дуже дорогою та вимагає значного часу і ресурсів. Таким чином, ефективне використання існуючих доріг за допомогою компактних автомобілів буде більш практичним [17].

2. Компактні транспортні засоби можуть зменшити кількість забруднення повітря на дорогах. За повідомленнями, на двигуни внутрішнього згоряння у США припадає 95% міських викидів CO, 32% викидів NOx і 25% викидів летючих органічних сполук. Сучасні транспортні засоби є значними джерелами викидів парникових газів, і, таким чином, вони не лише представляють небезпеку для здоров’я людини, але й порушують сільськогосподарські та екологічні системи. Викиди автомобілів також створюють смог і впливають на зовнішній вигляд міст.

3. Компактні транспортні засоби можуть знизити споживання енергії на дорогах і в великих містах через менші розміри та нижчий витрата пального. Надмірний розмір автомобіля займає більше місця під час руху по дорозі, а також під час паркування, а додатковий вага супроводжується неминучим збільшенням витрати пального. Оскільки надмірне споживання невідновлюваних енергоресурсів призведе до нестачі пального в майбутньому, це може стати

важливою економічною проблемою, тому розробка ефективних і економічних автомобілів користується великим попитом.

4. Компактні транспортні засоби можуть покращити використовуваний пасажирський простір. Звіти показують, що легкові автомобілі недостатньо ефективно використовують своє пасажирське простір, що призводить до непотрібного ваги і витрат пального в порівнянні з їхньою середньою пасажирською навантаженням. Оскільки в останні роки кількість транспортних засобів у великих містах різко зросла, людям довелося стикатися з проблемами міського транспорту, такими як затори, паркування та забруднення. Середня кількість пасажирів на один легковий автомобіль, за даними Міністерства транспорту США, становить 1,58. Звичайні чотириколісні транспортні засоби, які розраховані на комфортне розміщення від чотирьох до шести пасажирів, а також з достатнім простором для їхнього вантажу, вважаються надмірно великими для середньої пасажирської навантаження під час звичайного руху по місту. Як правило, сучасні пасажирські транспортні засоби призначені для їзди по міських дорогах і шосе. Таким чином, вони призначені для забезпечення більшої потужності і швидкості, ніж те, що необхідно для міських районів. Відповідно, розумно проектувати транспортні засоби лише для міської їзди. Крім того, спостерігається, що велика частина особистого транспорту використовується з невеликим річним пробігом (менше 10000 км/рік).

5. Компактний транспортний засіб є більш безпечним, ніж мотоцикл. Хоча двоколісні транспортні засоби, такі як велосипеди, мопеди і мотоцикли, вважаються надзвичайно компактними та економічними, для особистої мобільності, але конструкція таких безкузовних транспортних засобів не така хороша для безпеки пасажирів і захисту від негоди, як їх чотириколісні аналоги. Крім того, водії двоколісних транспортних засобів повинні вміти балансувати на транспортному засобі в різних умовах, оскільки він по своїй природі нестабільний на низьких швидкостях, що також обмежує його громадське визнання.

На підставі вищезазначеного можна сказати: Для вирішення вищеописаних проблем у міських транспортних системах пропонується концепція компактних транспортних засобів для особистої мобільності шляхом об'єднання переваг звичайних автомобілів з перевагами одноколійних транспортних засобів. Вони розроблені з урахуванням останніх досягнень у сфері автомобільної мехатроніки, але займають мало місця і розраховані максимум на двох осіб. Зменшений розмір знижує виробничі витрати і дозволяє більш ефективно використовувати існуючу дорожню інфраструктуру (наприклад, смуги руху і парко місця). Зниження загальної маси також допомагає підвищити ефективність використання пального і знизити рівень забруднення, що дає конкурентну перевагу в нових програмах спільного використання автомобілів. Маючи менші габарити, ніж нинішні існуючі автомобілі, це нове покоління транспортних засобів буде більш практичним і корисним для мегаполісу, оскільки має переваги під час руху в пробках і займає менше місця на стоянці [17]. Ці КТЗ можуть потенційно збільшити кількість місць для паркування та пропускну здатність дороги. У них нижче аеродинамічне опір через меншу передню лобову площу, що також сприятиме скороченню витрат пального та викидів.

2.2 Аналіз раціональних характеристик транспортних засобів категорії В1

Для вирішення проблем міського транспорту зазвичай використовуються двоколісні, триколісні та чотириколісні компактні транспортні засоби (КТЗ) [18]; перш за все, їх технічні характеристики повинні відповідати вимогам, що пред'являються середовищем міського транспорту: компактний; екологічний; безпечний; динамічний; всесезонний.

Однак не менш важливі вимоги до КТЗ , що пред'являються з боку його потенційних власників: компактний; дешевий при придбанні і в експлуатації; економічний; безпечний; комфортний; всесезонний.

Нижче розглянемо основні технічні характеристики КТЗ , щоб він мав всі розглянуті вище переваги:

1. **Ширина КТЗ :** основним габаритним обмеженням КТЗ є його ширина, щоб він міг їздити по провулках менших розмірів і паркуватися на обмежених площах. Ширина повинна бути не більше визначеної величини, щоб КТЗ міг займати половину смуги руху, а два КТЗ , з урахуванням мінімальної відстані між ними, могли поміститися по ширині в габарити звичайної смуги руху. Розрахунки показують, що граничною шириною КТЗ для виконання вищезазначених вимог буде 0,75 м, також це підтверджується даними статистики по ширині звичайних мототранспортних засобів, у яких максимальна ширина по рулю якраз становить не більше 0,75 м (в статистиці не враховувалися великі мотоцикли (круїзери, комфортні та широкі з граничною шириною по рулю до 0,9-1 м, які мають великі бокові габарити і тому практично не мають переваг під час руху в пробках).

2. **Довжина КТЗ :** КТЗ необхідно проектувати з урахуванням забезпечення достатнього місця для розміщення однієї або двох осіб в тандемі під час щоденних поїздок на роботу. Розрахунки і 3D моделювання показали, що довжина КТЗ для комфортного розміщення двох осіб в кузові за схемою тандем складе близько 3 - 3,5 м.

3. **Висота КТЗ :** КТЗ необхідно мати достатнє поле зору для водія, це призводить до того, що висота вузького міського транспортного засобу повинна бути практично такою ж, як у звичайного автомобіля. Однак висота КТЗ залежить від типу посадки водія і пасажира: при вертикальній автомобільній або мотоциклетній посадці вона може досягати 1,6 м.

При цьому тільки ширина є критичним обмеженням – якщо ширина КТЗ виявиться більшою за цю величину, практично всі його переваги з компактності і маневреності будуть втрачені.

4) Маса КТЗ : для того, щоб КТЗ потрапив у категорію мототранспортних засобів, навіть при наявності у нього двох, трьох або чотирьох коліс його споряджена маса повинна бути не більше 400 кг.

5) Витрата пального КТЗ : бажано зробити витрату пального КТЗ , порівнянною з витратою у мотоциклів спорядженою масою до 200 кг, тобто не більше 1,5-2 л/100 км.

6) Швидкість КТЗ : для того, щоб КТЗ міг нормально рухатися в міському потоці та здійснювати обгони, його максимальна швидкість повинна бути не менше 90 км/год.

7) Безпека і комфорт КТЗ : КТЗ повинні забезпечувати прийнятний рівень комфорту і безпеки на зразок існуючих легкових автомобілів. Для цього необхідно, щоб пасажири були поміщені в міцну конструкцію кузова, яка може захистити їх від можливих негативних впливів і підвищити рівень пасивної безпеки під час аварії. Завдяки закритій кабіні, погодостійкому інтер'єру та ударопрочній конструкції кузова можна спроектувати КТЗ для більш комфортної та безпечної їзди. Окрім наявності кузова, для підвищення пасивної безпеки бажано наявність у КТЗ ременів і подушок безпеки. Значне підвищення пасивної безпеки ТС з використанням ременів і подушок безпеки доведено численними дослідженнями. Використання подушок безпеки в компактних ТС, де існує проблема вільного внутрішнього простору (наприклад, автомобілі А класу: матіз, смарт тощо), є найбільш ефективним.

Пасивна безпека КТЗ , якщо порівнювати його внутрішній життєвий простір з автомобілями аналогічного класу, близька до пасивної безпеки автомобіля, у випадку використання ременів і подушок безпеки. При цьому на етапі конструювання та доведення розраховується конструкція кузова з метою забезпечення енергопоглинання у випадку дорожньо-транспортної пригоди за принципом вимог пасивної безпеки кузовів автомобілів. Місця кріплення ременів безпеки та конструкція подушок безпеки повинні відповідати автомобільним нормам.

Відсутність кузова, окрім низької пасивної безпеки, призводить до ще однієї неприємності: беззахисності водія та пасажира від зовнішніх несприятливих атмосферних факторів, таких як вітер, дощ, сніг, бруд тощо. Необхідність носити спеціальне екіпірування продиктована не лише

необхідністю підвищення пасивної безпеки, але й підвищенням захищеності від цих зовнішніх факторів. При цьому все ж КТЗ без кузова можуть експлуатуватися лише в теплий період року. У країнах середньої кліматичної смуги, до яких відноситься і Росія, такий період становить приблизно 6 місяців. У північних країнах і регіонах комфортний і безпечний період експлуатації КТЗ без кузова ще менший.

Відсутність кузова робить КТЗ незахищеними від крадіжки або вандалізму під час зберігання, особливо тривалого, особливо у великих містах і мегаполісах, де індивідуальні гаражі є непідйомною розкішшю для подавляючої частини населення. Захист КТЗ від зовнішніх негативних природних впливів також аналогічний автомобільному і дозволяє експлуатувати його впродовж року в Росії, а також в інших країнах середнього кліматичного поясу, на відміну від звичайних ОТС, не пристосованих для зимової експлуатації через відсутність кузова і не пристосованих для комфортної їзди в дощ і при низькій температурі навколишнього повітря.

8) Зовнішній вигляд: Крім того, КТЗ повинні бути естетично прийнятними, щоб їх прийняли як альтернативу традиційним автомобілям.

Сама конструкція КТЗ вимагає уточнення цілого ряду технічних питань. Опис цих вимог сформує "Технічне завдання" на дослідний зразок за окремими пунктами:

- за способом забезпечення стійкості: спеціальна підвіска, активний крен, система активного рульового управління, гібридна система;
- за кількістю коліс: 3-х, 4-х колісний;
- за місткістю: одномісний, двомісний;
- за типом джерела енергії: з ДВЗ; електро-КТЗ ; гібридний;
- за типом приводу: неповнопривідний; повнопривідний;
- за типом рульового управління: неповноповоротний, повноповоротний.

Однак остаточний вибір варіанту і оформлення "Технічного завдання" можливі лише після проведення повного циклу випробувань дослідних зразків і з урахуванням технологічних можливостей конкретного виробника.

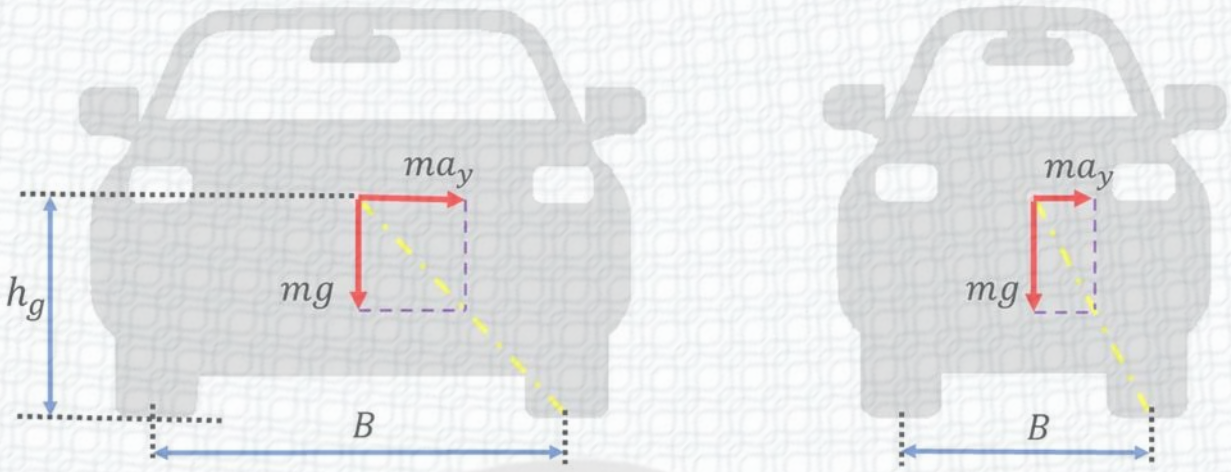
Недоліки транспортних засобів категорії В1

Дизайн КТЗ з маленькою площею основи здається рішенням багатьох проблем міського транспорту, але у нього є свої проблеми, пов'язані з низькою бічною стійкістю, яка характеризується стійкістю рухомого транспортного засобу відносно осі, перпендикулярної його напрямку руху, наприклад, під час повороту, маневрування тощо. Зазвичай висока швидкість у крутих поворотах може створювати небезпечні відцентрові сили, які є основною причиною ковзання та перекидання ТС, що загрожує стійкості автомобіля.

На думку Ель-Еснаві та інших «El-Snowy N. A. et al», основними параметрами, які можуть впливати на поперечну стійкість звичайних ТС, є:

1. тип шин;
2. величина нормальної навантаженості;
3. коефіцієнт тертя (дорога/шина);
4. кут бокового ковзання та поперечна вібрація.

Щодо проектування КТЗ , одним із основних питань є ширина. Згідно з коефіцієнтом статичної стійкості SSF, небезпека перекидання вузьких транспортних засобів майже подвоїлася в порівнянні зі звичайними автомобілями. Фактично існує теоретичний межа мінімальної ширини транспортного засобу, який може забезпечити безпеку під час стандартних маневрів без використання активних систем безпеки. При зменшенні ширини колії майже вдвічі вузький автомобіль стає значно менш стійким, як показано на рис. 2.1.



Звичайний транспортний засіб Компактний транспортний засіб

Рисунок 2.1 – Порівняння звичайного автомобіля і КТЗ за габаритами

Тому КТЗ менш стійкі до перекидання в порівнянні зі звичайними автомобілями; їх гранична швидкість по бічному перекиданню спочатку менша, ніж гранична швидкість по ковзанню, через труднощі компенсації перекидаючого моменту. При цьому, оскільки перекидання є більш небезпечним під час аварії, ніж ковзання [19], ця характеристика виступає у звичайних ТС як основний фактор безпеки.

2.3 Класифікація транспортних засобів категорії В1

Оскільки офіційної класифікації КТЗ не існує, у цій частині ми пропонуємо класифікувати їх за наступними ознаками:

1. за зовнішнім виглядом і механізмами нахилу та приводами;
2. за способами підвищення стійкості;
3. за системами контролю крену.

У цій частині коротко розглядаються різні варіанти механізмів і приводів для активного нахилу КТЗ , різні варіанти виконання, а потім описуються проблеми, що виникають при проектуванні систем активного нахилу.

Механізми нахилу та приводи компактних транспортних засобів

Механізми нахилу та приводи для нахилу КТЗ класифікуються в залежності від їх здатності частково або повністю нахиляти КТЗ .

1. КТЗ автомобільного типу

а) Механізми часткового нахилу. У випадку КТЗ автомобільного типу, де нахиляється лише корпус кузова КТЗ , тоді як шасі продовжує діяти як нерухома основа, нахиляючі та ненахиляємі частини повинні бути з'єднані механізмом, який дозволяє їм взаємно переміщатися. Такі механізми називаються механізмами часткового нахилу.

Слід зазначити, що звичайні автомобільні шини можуть використовуватися на ненахиляючих шасі КТЗ з механізмами часткового нахилу, оскільки ненахиляючі шасі мають малі кути нахилу.

Такі механізми використовуються як у звичайних ТС, так і на залізничному транспорті [20]. Що стосується деяких нахиляючих КТЗ , то, наприклад, GM Lean Machine, Carver One і CLEVER використовують такі системи у своїй конструкції.

Схема КТЗ з механізмом часткового нахилу, в якому циліндри перекидання встановлюються між нахильними і ненахильними частинами, як показано на рис. 2.2.а. Активація цих циліндрів призводить до нахилу пасажирської кабіни. Згідно з, крутний момент, прикладений водієм до рульового колеса, вимірюється і використовується для приведення в дію гідравлічних насосів. Коли гідравлічна олія подається під тиском в один циліндр і виводиться з протидіючого циліндра, як показано на рис. 2.2.б, кабіну можна нахиляти відносно шасі навіть на нерівній дорозі, як показано на рис. 2.2.с.

Однак КТЗ з механізмом часткового нахилу має ряд недоліків:

- оскільки в нахилі бере участь лише кабіна, то ефективність системи балансування навантаження обмежена, і потрібен великий кут нахилу для зменшення перекидання під час різких маневрів.
- враховуючи обмежений простір КТЗ для пасажирів і вантажу, лише нахил кабіни вважається менш ефективним для запобігання перекиданню через розподіл її підресорених і непідресорених мас.
-



а) б) в)

а) вертикальний режим; б) режим нахилу;
в) подолання нерівностей під час нахилу

Рисунок 2.2 – Системи часткового нахилу в різних режимах

б) Механізми повного нахилу

У механізмах повного нахилу КТЗ нахиляється не тільки пасажирська кабіна (кузов), але також шасі та колісні вузли – нахиляється весь КТЗ . Основна роль приводів нахилу полягає в створенні відносного руху, а механізм нахилу забезпечує синхронний рух між шасі, кабіною та колесами.

Слід зазначити, що шини мотоцикла використовуються з механізмами повного нахилу, щоб використовувати всю робочу поверхню вигнутої зовнішньої частини мотоциклетної шини.

Два приклади реалізації таких механізмів детально описані нижче:

- Один з підходів полягає в забезпеченні руху за допомогою механізмів паралелограма в площині нахилу транспортного засобу. Така конструкція була прийнята в Mercedes-Benz F-300. Детальне введення такої механічної конструкції представлено в дослідженні S. Kidane та ін. [20].

Уся система нахилу є продовженням класичного чотиризвенного механізму, рама якого, шасі та колеса в зборі утворюють первинні важелі, як показано на рисунку 2.3.а. Конструкція підвіски дозволяє колесам нахилятися разом з кабіною. Кут між важелем управління та рамою кузова можна змінити за

допомогою гідравлічних або електричних приводів, які викликають нахил шасі, а також вигин коліс, як показано на рисунку 2.3.б. КТЗ , обладнані механізмами паралелограма у вертикальному положенні, режимі нахилу та подолання нерівностей під час нахилу, показані відповідно на рис. 2.3.



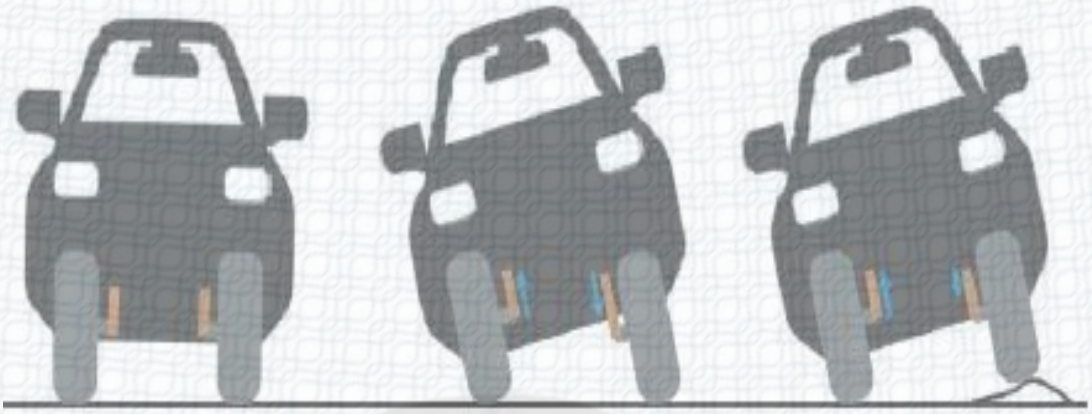
а) б) в)

а) вертикальний режим; б) режим нахилу;

в) подолання нерівностей під час нахилу

Рисунок 2.3 – Механізми повного нахилу паралелограма в різних режимах

- Інший широко розповсюджений підхід полягає в тому, щоб посилити вертикальні переміщення коліс, які потім створюють пов’язані рухи нахилу через кінематику підвіски. Ідея походить з того факту, що, якщо колісні вузли в зборі з обох сторін можуть переміщатися відносно рами кузова в протилежні напрямки, як показано на рис. 2.4.б, тоді КТЗ може активно нахилятися як єдина частина, регулюючи рух підвіски. Можуть використовуватися різні механізми підвіски, якщо механічна конструкція допускає достатнє переміщення [21]. Демонстраційна схема таких механізмів нахилу підвіски в різних режимах показана на рисунку 2.4.



а) б) в)

а) вертикальний режим; б) режим нахилу;

в) подолання нерівностей під час нахилу

Рисунок 2.4 – Схематичні системи нахилу підвіски в різних режимах

Реалізація з використанням механізму поворотного важеля, запропонованого Edelmann et al., показана на рис. 2.5..

Для реалізації поворотного важеля, показаного на рис. 2.5, підрамник підвіски та колісні балки з'єднані з шасі поворотними шарнірами. Між ними прикріплені виконавчі механізми для створення бажаного нахильного руху. Поворотний важіль разом зі стержнями створює пов'язане рух між колісними опорами з обох сторін. Коли одна з колісних опор піднімається, механізм поворотного важеля змушує іншу колісну опору рухатися вниз, тим самим генеруючи нахильний рух. Однак, коли обидві колісні кронштейни рухаються рівномірно, підрамник підвіски буде обертатися відносно шасі, і стійка підвіски, таким чином, зможе поглинати дорожні нерівності.

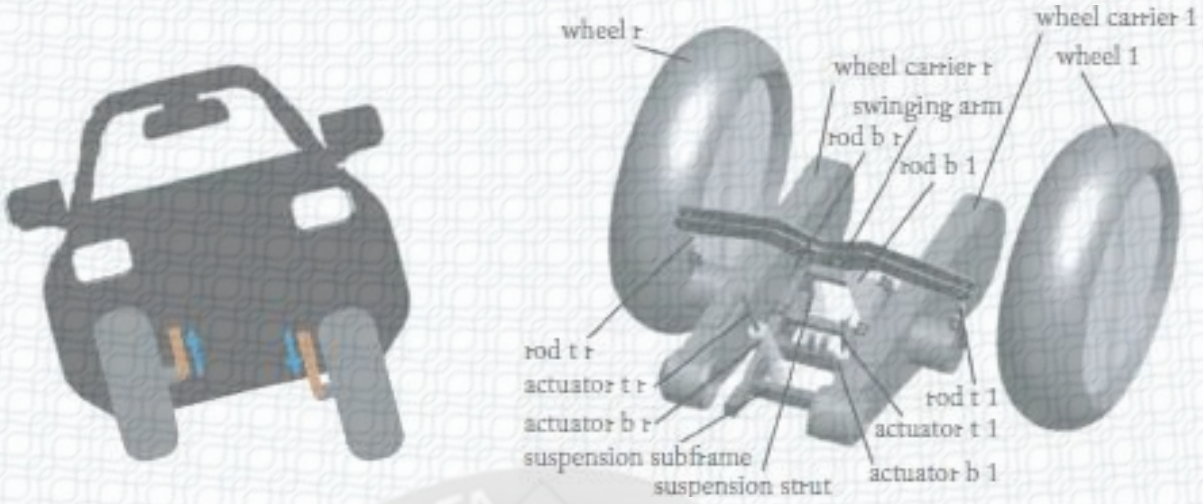


Рисунок 2.5 – Реалізація системи повного нахилу на основі кінематики підвіски з механізмом поворотного важеля

1) КТЗ типу мотоцикл

Після дослідження КТЗ типу мотоцикл з'ясувалося, що їх можна розділити на три основних типи:

а) Одноколісні транспортні засоби (ОТС)

Гаєвський В.В. у своїй докторській дисертації «Розвиток теорії руху, методів досліджень та конструкції одноколісних транспортних засобів» [1] навів розгорнуту класифікацію одноколісних транспортних засобів (ОТС), розглянув особливості режимів руху ОТС, сформулював критерії та параметри критичних режимів руху. Також у роботі розглядаються нові види випробувань ОТС (методики проведення та результати).

б) Одноколісні транспортні засоби з постійно-вертикальними колесами (ОТС з ПВК)

Представлені інноваційні конструктивні рішення, що дозволяють підвищити безпеку ОТС з використанням одноколісних транспортних засобів з постійно-вертикальними колесами як спосіб підвищення стійкості одноколісного транспорту на місці та під час руху [8, 9].

Гаєвський В.В. довів, що поперечна стійкість кузовного одноколісного транспорту (КОТ), якщо він використовує ПВК, аналогічна ОТС з ПВК і

становить в середньому 30 - 40 градусів, в залежності від конструктивного виконання. Також у КОТ маневреність і керованість аналогічні ОТС з ПВК.

в) Триколісний мотоцикл з двома передніми керованими колесами та одним заднім

Підвіска триколісного мотоцикла може мати чотири еталонні кінематичні схеми, встановлені на існуючих транспортних засобах, які вже представлені на ринку і показані на рис. 2.6.

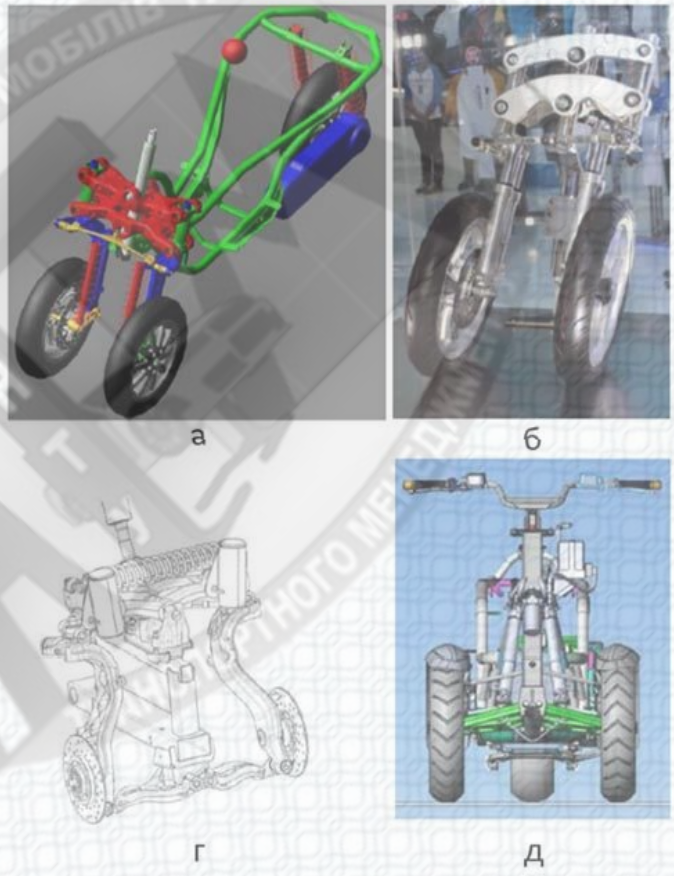


Рисунок 2.6 – Опис механізмів нахилу триколісних компактних транспортних засобів мотоциклетного типу

Механізм на рис. 2.6.а був першим використаним на Piaggio MP3 300; він має компоновку, аналогічну традиційному скутеру, за винятком подвійних передніх коліс. Задня частина нагадує традиційний двоколісний мотоцикл: задня підвіска складається з горизонтального коливального важеля, який з'єднаний з рамою поворотним шарніром і двома амортизаторами. Передня частина складається з паралелограма, який прикріплений до рами ТС двома майже

поздовжніми поворотними шарнірами. Паралелограм складається з двох горизонтальних елементів (червоного кольору) і двох вертикальних елементів (зеленого кольору). Усередині вертикальні елементи вміщають по рульовій колонці (синього кольору) з кожного боку, яка також включає амортизатор. Таким чином, передні колеса обертаються навколо зелених елементів. Обертання кожної рульової колонки досягається за рахунок обертання руля завдяки жовтим рульовим тягам. Закон рульового управління можна вважати паралельним. Слід зазначити, що навіть коли транспортний засіб котиться і кут повороту не дорівнює нулю, осі обертання двох коліс паралельні осі руля. Ось обертання кожного колеса позначається віссю вертикальних елементів паралелограма (зеленого кольору). Додатково передня підвіска має поздовжній важіль.

Другий механізм (б) «показаний на рисунку 2.6.б», який представляє собою паралелограм, прикріплений до рами транспортного засобу двома майже поздовжніми поворотними шарнірами. Паралелограм складається з двох горизонтальних і двох вертикальних елементів. Вертикальні елементи вміщають всередині по одній рульовій колонці з кожного боку, включаючи амортизатор. Також у цьому випадку закон рульового управління між рулем і кожною рульовою тягою є паралельним. Ось обертання кожного колеса позначена віссю вертикальних елементів паралелограма. Основна відмінність цієї схеми від кінематики (а) пов'язана з амортизатором, який у цьому випадку має телескопічні вилки.

Третій механізм (в), «як видно на рис. 2.6.с», при якому передній механізм нахилу відрізняється від раніше представленого. Зокрема, він складається з двох майже горизонтальних важелів з кожного боку, які прикріплені до рами двома поворотними шарнірами. Ці важелі пов'язані між собою майже вертикальною стійкою, яка з'єднана з колесом підшипниками між вертикальною стійкою і маточиною. Над верхніми А-подібними важелями встановлений одиночний амортизатор, який може працювати, коли транспортний засіб зміщує центр двох коліс симетрично, і не деформується, коли зміщення є антисиметричним. Крім того, на верхніх А-подібних важелях встановлені два демпфери маси (чорні

циліндри на рис. 2.6.с), які зменшують вібрацію механізму нахилу. Архітектура підвіски в цілому схожа на подвійний поперечний важіль, який використовується у багатьох автомобілях; єдине відмінність полягає у положенні амортизатора, який у цьому випадку розташований горизонтально.

Система рульового управління не показана на рисунках, але складається з двох тяг, з'єднаних з рульовим валом та з кожної стійкою, які можуть гарантувати майже паралельне рульове управління. Ось обертання кожного колеса позначена лінією, що з'єднує верхні та нижні сферичні шарніри між стійкою та верхніми і нижніми А-образними важелями.

Четвертий механізм (г) (як показано на рис. 2.6.д), складається з двох горизонтальних А-образних важелів (позначених зеленим кольором), які з'єднані з рамою майже поздовжніми поворотними шарнірами. З боку колеса, який не показаний, кожен А-важіль з'єднаний з вертикальною стійкою за допомогою перекладини з майже горизонтальною і майже вертикальною віссю. Стійка додатково з'єднана з рамою стержнем (сірий на рис. 2.6.д). Амортизатор з'єднаний з А-подібним важелем і рамою. Принцип роботи гідропневматичний, схема показана на рис. 2.7. Також в цьому випадку амортизатор може гарантувати жорсткість при відскоку та демпфування, в той час як жорсткість качання та демпфування незначні.

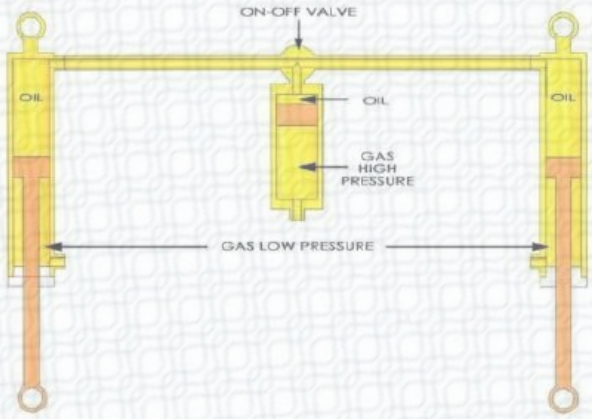


Рисунок 2.7 – Схема гідропневматичного амортизатора

Способи підвищення стійкості

Найбільш важливою проблемою вузьких КТЗ , як було згадано, є стійкість до перекидання. Якщо КТЗ можуть нахилятися на повороті як мотоцикли під час маневру, їхня стійкість до перекидання може бути значно поліпшена, а також підвищено комфорт пасажирів.

Одним із передбачуваних рішень є використання КТЗ , які активно нахиляються у бік центру повороту, щоб запобігти перекиданню, тобто, проектування КТЗ з системою активного крену [21]. Тому розробки таких систем нахилу мають вирішальне значення в конструкціях вузьких КТЗ .

На рис. 2.8 представлені функції КТЗ , де стрілки сірого кольору позначають напрямок повороту ТС, а червоні стрілки показують розподіл нормальної навантаженості як показник стійкості ТС до перекидання.



Рисунок 2.8 – Функції компактних транспортних засобів (КТЗ)

Система активного нахилу повинна бути спроектована так, щоб працювати без прямого втручання водія, щоб будь-який водій, який може керувати звичайним транспортним засобом, міг швидко адаптуватися до вузького аналогу транспортного засобу, не турбуючись про баланс руху від нахилу. Це вимагає наявності активної системи перекидання з автоматичним керуванням, щоб гарантувати стійкість і безпеку автомобіля в найнебезпечніших умовах руху [16].

Згідно з дослідженням, було визначено два найбільш поширені способи поліпшення характеристик стійкості КТЗ під час проходження поворотів і різких маневрів:

1. застосування кута нахилу кузова;

2. застосування кута нахилу коліс.

В цілому, вибір між системою КТЗ з нахиленими колесами або з активним креном кузова повністю залежить від мети і призначення КТЗ , тоді як:

1. для маневрування і швидкої їзди рекомендується система нахилу КТЗ з активним креном кузова;

2. для щоденних поїздок по місту система КТЗ з нахиленими колесами.

КТЗ з активним креном кузова:

Використовуваний підхід до контролю маневреності та збільшення стійкості, особливо під час маневрів повороту і проходження поворотів компактного транспортного засобу з системою активного крену кузова, полягає в застосуванні кута нахилу тільки до кузова, щоб нахилити його до центру радіусу повороту для зміни положення центру тяжіння (ЦТ).

Цей спосіб переміщення, по суті, такий же, як у одноколісних транспортних засобів (ОТС), де велосипедист нахиляє своє тіло для забезпечення балансу під час швидких поворотів. Однією з труднощів застосування цього принципу керування КТЗ без використання активної системи, як і в випадку для ОТС, є те, що водіння нахилених КТЗ вимагає певних спеціальних навичок, а без достатніх навичок і досвіду це може бути небезпечним, особливо в екстрених аварійних ситуаціях [21].

Для того щоб вирішити проблему стійкості до перекидання, гідравлічний механізм нахилу був введений у систему підвіски транспортного засобу. Була проаналізована позитивна ось нахилу для оптимізації крену, де на задні колеса застосовувалася більша швидкість ривку в порівнянні з тією, яка застосовувалася до переднього. При цьому було помічено, що задні колеса повертались вперед до повороту, що, у свою чергу, полегшувало поворот (сприяло повороту). Іншим важливим фактором, який Беротей та ін. розглянули, була швидкість приводу при застосуванні кута нахилу до корпусу. Вони з'ясували, що при застосуванні кута нахилу до корпусу час відгуку повинен бути уповільнений, щоб уникнути великих крутних моментів, які прикладаються до корпусу.

- Едельман і Плоці (Edelmam and Plochi) в іншому дослідженні запропонували систему нахилу для триколісного автомобіля з одним колесом спереду і двома колесами ззаду. У своєму дослідженні вони використовували крутний момент рульового управління для зміни кута нахилу, щоб зробити процес більш енергоефективним. Контролер, який вони використовували, міг змінювати кут нахилу в залежності від кута рульового управління, що призводило до зменшення ймовірності виникнення перекидання.
- Will et al. зазначили, що застосування кута нахилу до корпусу може бути приємним для пасажирів. Наприклад, у своєму дослідженні вузького автомобіля Carver (триколісний автомобіль з двома задніми і одним переднім колесами) він згадав, що «стояти і так весело водити автомобіль, коли він нахиляється, що він навіть схильний постійно рухатися зигзагом по дорозі, що може бути ризиковано і, до того ж, може перекинутися».

КТЗ з нахиленими колесами з кутом розвалу (Cambering vehicles):

У звичайних автомобілях у випадку розвалу коліс кут розвалу створюється шляхом нахилу верху колеса всередину або назовні. В принципі, коли вертикальна вісь колеса паралельна вертикальній осі кузова, прогин відсутній. Якщо верх колеса щодо кузова відхиляється назовні або всередину, до коліс застосовуються позитивні або негативні кути розвалу коліс відповідно.

У КТЗ інший підхід до розробки проектування системи контролю управління розвалом: розвал регулюється таким чином, щоб колеса завжди утримувалися і залишалися паралельними один одному в процесі вертикального переміщення одного з коліс при подоланні перешкод і нерівностей, а також під час руху з бічними прискореннями або під час руху завдяки крену в повороти. У цьому випадку відбувається крен всього транспортного засобу, як на мотоциклі, він виникає за рахунок прикладення бічної сили до коліс.

Наприклад, Каттіно та ін. (Cuttino et al.) використовували цей підхід для контролю нахилу коліс у своїх експериментах і підтвердили поліпшення поперечної стійкості свого компактного транспортного засобу шляхом

моделювання на повороті транспортного засобу в програмному забезпеченні Multibody Dynamics - ADAMS.

Парк та ін. (Park et al.) довели, що перевага застосування кута нахилу коліс полягає в тому, що при застосуванні навіть невеликого нахилу коліс, проходження поворотів стає значно легшим. Однак Йошино та ін. (Yoshino et al.) зазначили, що для поліпшення проходження поворотів не тільки застосування кута нахилу коліс має важливе значення, але також і кут нахилу коліс повинен бути постійно і точно проконтрольований. Наприклад, Вудрафф та ін. (Woodruff et al.) довели, що під час повороту і маневру, якщо на колесо накладається пасивний кут нахилу «без використання систем активних актуаторів», це змінює характеристики недостатньої поворотності компактного транспортного засобу. Щоб цього уникнути, необхідно постійно і точно контролювати кут нахилу за допомогою відповідного блоку управління.

Контролери кута нахилу можуть бути сконструйовані і розроблені різними способами. Наприклад, деякі контролери розвалу коліс працюють на основі пропорційної залежності від кута повороту рульового управління. Йошино і Нодзаки (Yoshino and Nozaki) повідомили про застосування позитивно-негативного кута розвалу коліс, при якому, відповідно до управління передніми колесами, внутрішнє колесо згиналося в негативному напрямку, в той час як зовнішнє колесо згиналося в позитивному напрямку. Було уточнено поліпшення кінематичних характеристик у критичному діапазоні повороту за рахунок впровадження наземного управління негативним кутом розвалу-сходження, який пропорційний куту повороту рульового колеса для кута розвалу-сходження.

В цілому, щоб уникнути нестабільності вузьких транспортних засобів, необхідно мати або систему нахилу КТЗ з активним креном кузова, або систему нахилу КТЗ з нахиленими колесами.

Системи контролю крену.

Як згадувалося вище, вузькі КТЗ можуть сприяти кращому використанню, дозволяючи використовувати смуги половинної ширини. Однак для того, щоб

КТЗ стали прийнятними для водіїв, вони повинні бути зручними в управлінні та забезпечувати такий же рівень безпеки і хорошу оглядовість, як і більші пасажирські автомобілі. Для цього необхідно, щоб КТЗ були відносно високими, незважаючи на те, що вони вузьколійні та більш схильні до перекидання.

Крім того, водій вузького транспортного засобу, такого як мотоцикл, зазвичай відповідає за балансування мотоцикла, тому водій повинен нахилятися сам або нахиляти мотоцикл у внутрішню сторону повороту під час руху, щоб компенсувати перекидаючий момент відцентрової сили, що створюється шинами.

Оскільки передбачається, що КТЗ повинні мати закриту пасажирську кабіну для забезпечення комфорту і безпеки, вони важчі, ніж звичайні двоколісні мотоцикли, і управління балансом є більш складним для водія. Відповідно, для КТЗ були розроблені автоматичні системи нахилу. Система управління нахилом визначає бажаний кут нахилу і активує відповідні контролери стеження, щоб забезпечити безпечну та комфортну їзду при збереженні балансу КТЗ .

Очікується, що використання активної системи управління нахилом для допомоги водію в балансуванні транспортного засобу (а також під час автоматичного нахилу під час повороту) значно підвищить привабливість вузьких транспортних засобів. Система підвіски з активним режимом крену для вузьких транспортних засобів була розроблена Лі та ін. [22]. Р. Хібард і Д. Карнопп провели імітаційні дослідження схем активного прямого управління нахилом і управління нахилом керма для вузьких транспортних засобів. Mercedes розробив експериментальний прототип вузького транспортного засобу під назвою Life jet. Він включає автоматичну систему управління нахилом з використанням гідравлічних приводів. Розробка систем управління для вузьких автомобілів все ще перебуває на початковій стадії, і вказана вище система Mercedes є єдиним експериментальним прототипом, детально опублікованим у літературі.

Існує два принципово різних типи систем для контролю і управління нахилом [23]:

Система безпосереднього контролю нахилом (Direct Tilt Control – DTC)

Система безпосереднього управління нахилом, при якій у механізмі підвіски КТЗ використовується привод, наприклад, гідравлічний привод, для безпосереднього управління рухом нахилу. Нахил досягається за допомогою приводів для управління крутним моментом нахилу, встановлених безпосередньо на поздовжній осі транспортного засобу, що забезпечують крутний момент (M_t), що дозволяє блоку управління забезпечити будь-який кут нахилу, необхідний для всього транспортного засобу або деяких його частин. Це найбільш часто використовувана система на вузьких ТС і найпростіша активна система для реалізації. У повороті бічне прискорення пропорційно з поздовжньою швидкістю. Тому при однаковому куті рульового управління бічне прискорення буде вищим на високій швидкості. В результаті на високій швидкості потрібен більший крутний момент (M_t), оскільки він повинен забезпечити бажаний нахил у напрямку, протилежному бічному прискоренню.

Існує дві важливі технічні проблеми, з якими повинні зіткнутися системи безпосереднього управління нахилом «DTC».

- **Перша проблема** полягає в тому, як визначити бажаний кут нахилу для компактного транспортного засобу в різних ситуаціях.
- **Друга** проблема полягає в необхідності відповідної стратегії для зменшення необхідного крутного моменту, який повинен прикладати привод. Саме на високій швидкості, оскільки існує велика небезпека перевищення можливостей приводу.

Слід зазначити, що, якщо система безпосереднього управління нахилом «DTC» діє тільки на основі вимірювання виміряного прискорення, це може викликати неприємні відчуття у пасажирів. Під час керування мотоциклом водій нахиляє ОТС одночасно з поворотом, так що сприймане прискорення залишається практично нульовим навіть у перехідних ситуаціях. Тому використання цього методу може викликати затримку реакції транспортного

засобу і створити коливання транспортного засобу. Таким чином, зазвичай необхідні складні системи управління для адаптації до різних умов їзди.



Рисунок 2.9 – Система безпосереднього управління нахилом «DTC»

2) Система контролю нахилу за допомогою системи рульового управління (Steering Tilt Control – STC)

Система контролю нахилу за допомогою системи рульового управління, при якій рульовий привід або рульовий механізм використовується для досягнення необхідного кута нахилу КТЗ .

В методі системи контролю нахилу за допомогою системи рульового управління «STC», бічна сила між дорогою і колесами утримує компактний транспортний засіб у рівновазі, що, по суті, роблять мотоцикли.

Фактично, водій контролює кут нахилу, правильно керуючи передніми колесами, і тому це називається «Управління нахилом рульового управління». Керуючий сигнал від водія створює нахильний рух, який врешті-решт наближається до збалансованого кута нахилу. Коли управління нахилом керованих коліс «STC» виконується водієм, це вимагає значних навичок і досвіду [24].

Існує два важливі недоліки:

– **Перший** недолік цього методу полягає в тому, що він не працює на низьких швидкостях.

– **Другий недолік** полягає в тому, що балансування ускладнене на слизькій дорозі через відсутність сили тертя шин і може призвести до небезпечних маневрів.

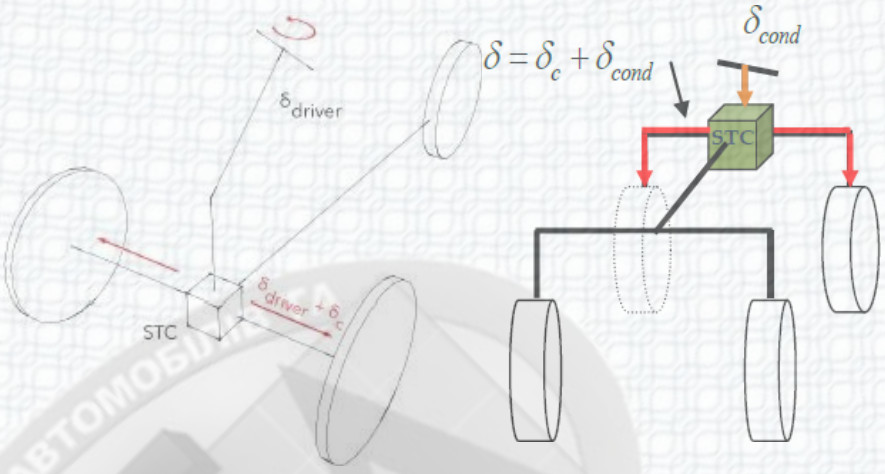


Рисунок 2.10 – Система управління нахилом керованих коліс «STC»

Один з можливих варіантів подолання обмеження кожного методу полягає в їх інтеграції в єдину систему управління [25]. Зокрема, DTC може використовуватися для низьких швидкостей, тоді як STC використовується для високих швидкостей. Проте завдання створення тандемної системи з низькою складністю, високою надійністю та низькою вартістю залишається проблемою для розробників.

Обидва підходи, що використовуються для контролю необхідного нахилу, потребують вирішення деяких складних технічних проблем. Наприклад, передбачення намірів водія та визначення необхідного радіуса повороту є величезною проблемою.

– У системі **безпосереднього** контролю нахилом (Direct tilt control) маневри нахилу і повороту повинні бути синхронізовані, щоб зменшити вимоги до актуатора, відповідального за необхідний нахил, а також для підвищення комфорту їзди та простоти управління.

– У системі контролю нахилу за допомогою системи рульового управління (Steering tilt control) виявилося, що використання рульового управління для одночасного контролю нахилу та повороту є досить складним завданням.

2.4 Оцінка параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при прямолінійному і криволінійному русі

Незалежно від факторів, які викликають бічну нестійкість ТС при криволінійному русі, бічна нестійкість має два катастрофічні наслідки: перекидання і ковзання.

Ковзання, як одне з катастрофічних наслідків бічної нестійкості, зазвичай відбувається на слизькій дорозі або внаслідок швидкої зупинки при гальмуванні або різкого повороту. Це небезпечне явище іноді може призвести до перекидання транспортного засобу внаслідок наїзду на перешкоду під час заносу.

Вивчення ковзання є не лише дуже важливим для інженерів, які намагаються спроектувати більш безпечні автомобілі, але також надзвичайно важливим для спеціалістів з безпеки дорожнього руху, які намагаються спроектувати більш безпечні дороги [22].

При аналізі ковзання транспортного засобу на сухій дорозі слід враховувати різні параметри (такі, як маса транспортного засобу, тип шин, поздовжня швидкість тощо) [21]. Серед усіх цих параметрів тип шин і, відповідно, коефіцієнт тертя "дорожнє покриття/шина" є одним з найважливіших факторів, що можуть впливати на явище ковзання. Фактично, для запобігання заносу бічне прискорення a_{yck} повинно бути обмежено коефіцієнтом тертя "дорожнє покриття/шина" (μ), описаним в рівнянні:

$$a_{yck} = \mu \cdot g \tag{2.1}$$

Таким чином, фактично, для запобігання ковзанню бічне прискорення має бути обмежене описаним у рівнянні:

$$a_y^* < \mu \cdot g \tag{2.2}$$

Так умовою початку ковзання буде рівність:

$$\frac{m_o V^2}{R} = \sum F_z \mu \rightarrow \frac{V^2}{R} = g \cdot \mu \; ; \qquad (2.3)$$

$V_{крск} = \sqrt{g \cdot \mu \cdot R}$ - умова початку ковзання КТЗ .

Критична швидкість ковзання буде однаковою у всіх варіантах нахилу КТЗ , оскільки не залежить від висоти центру мас і його зміни. З цієї точки зору, цілком очевидно, що для конкретного транспортного засобу на конкретній дорозі, з метою запобігання (або, принаймні, затримки) ковзання, слід завжди підтримувати високе значення коефіцієнта тертя "дорожнє покриття/шина".

Взимку, наприклад, коли коефіцієнт тертя "дорожнє покриття/шина" природно низький, цього можна досягти за допомогою зимових шин, ланцюгів та/або аварійної проти ковзання системи. У випадку зимових шин було показано, що вони можуть значно запобігати заносам на засніжених дорогах, хоча вони не дуже корисні для їзди по полірованому льоду, особливо при температурі від -10 до 3 ºС.

З іншого боку, в разі ланцюгів проти ковзання та аварійних пристроїв проти ковзання (які в основному є текстильними покриттями) були отримані задовільні результати щодо запобігання ковзанню навіть на обледенілих дорогах.

Існують також деякі системи управління (наприклад, антиблокувальна гальмівна система (ABS)), які можуть перешкоджати виникненню ковзання — за допомогою управління поздовжньою динамікою [23].

Перекидання

Як правило, існує два типи перекидання: перекидання після ковзання та перекидання без ковзання.

– Перекидання транспортних засобів, які втратили зчеплення з дорогою, зазвичай відбувається, коли автомобіль починає заносити. Під час заносу автомобіль стикається з перешкодою, і в цей момент його починає перекидати.

– З іншого боку, в разі перекидання без ковзання, водій несе відповідальність за це явище, особливо коли він застосовує надмірні кути повороту до транспортного засобу (зазвичай на високих швидкостях або в ситуаціях паніки).

Щоб уникнути цієї небезпечної тенденції та для покращення бічної стійкості транспортного засобу і запобігання його перекидання, були передбачені різні методи. У зв'язку з цим дуже важливо знати про всі обмеження системи ТС, щоб не переступити ці межі. Так необхідно вивчити технічні характеристики транспортного засобу, щоб отримати оптимальний поріг перекидання в певному діапазоні (який не може бути легко досягнутий), дозволяючи якомога рідше відбуватися перекидання.

Коефіцієнт поперечної стійкості (також званий коефіцієнтом поперечної статичної стійкості $\varphi_{n,y}$), який був прийнятий програмою оцінки нових автомобілів (NCAP) як один з рейтингів стійкості транспортного засобу до опрокидування з 2001 по 2003 рік, суттєво залежить від геометрії транспортного засобу.

У всіх двоколісних транспортних засобів є одна загальна риса — вони перебувають у стійкому рівноважному стані на місці та в русі без додаткових пристроїв [5]. Це обумовлено розташуванням центру мас таких транспортних засобів всередині колії та всередині бази.

Щоб вивести з рівноваги в поперечній площині (опрокинути вбік), двоколісному ТС потрібно:

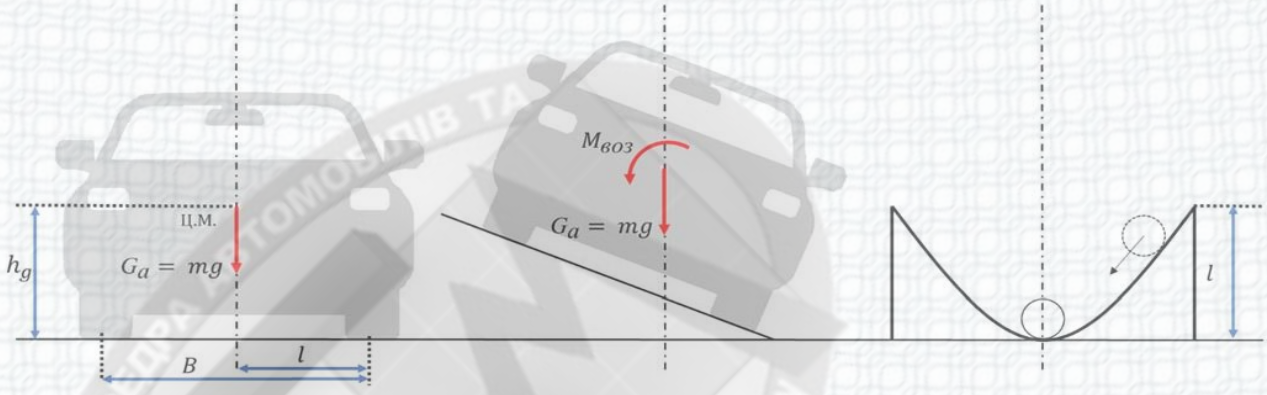
– прикласти значне бічне зусилля, яке викличе рівнодіючу силу (від бічної та сили тяжіння), спрямовану за межі плями контакту колеса ТС;

– або нахилити його вбік до моменту зміщення вертикальної проекції центру мас за межі плями контакту колеса.

Для ТС з трьома, чотирма (і більше) точками опори, рівновага при нахилі забезпечується розташуванням вертикальної проекції центру мас всередині прямих, що з'єднують точки між собою. У одноколісних ТС в нерухомому стані та при русі на малих швидкостях проявляється нестійкий рівноважний стан,

оскільки для початку опрокидування достатньо незначно змістити центр мас відносно поздовжньої осі.

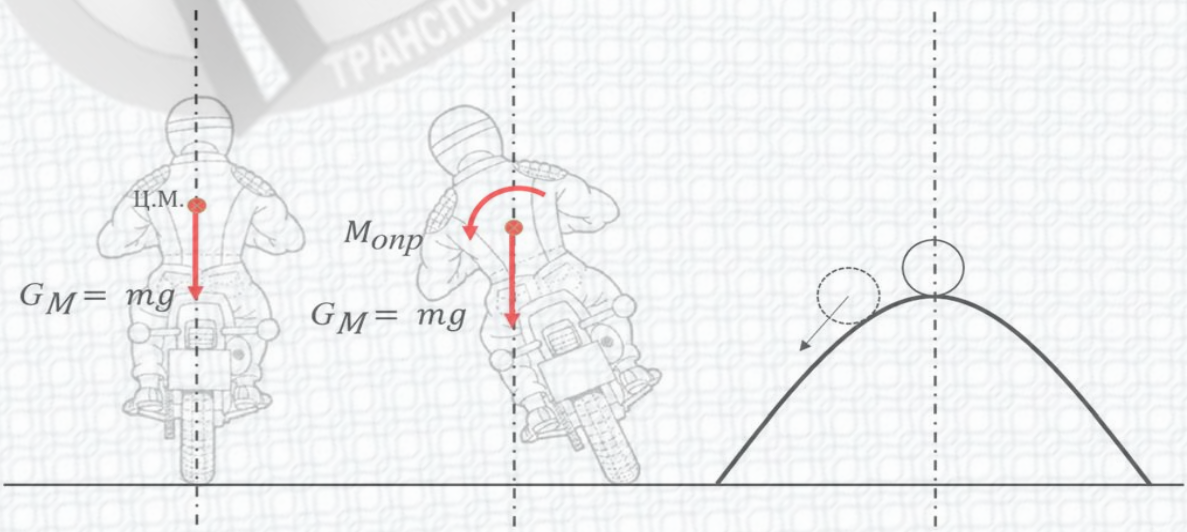
Нижче наведені приклади рівноваги звичайних двоколісних транспортних засобів «ТС» і компактних одноколісних транспортних засобів «ОТС» у нерухомому стані в поперечній площині на рівній поверхні, у порівнянні з положенням кульки на увігнутій поверхні (для наочності) (рис. 2.11, 2.12).



а) б)

а) двоколісне ТС (автомобіль), б) аналог двоколісного ТС,
де *l* - половина колії автомобіля (а) або висота чаші, всередині якої знаходиться кулька (б).

Рисунок 2.11 – Стійке рівноваги ТС



а) б)

а) одноколісне ТС (мотоцикл), б) аналог одноколісного ТС

Рисунок 2.12 – Нестійке рівноваги ОТС

У першому випадку «звичайне ТС» (рис. 2.11 а, б) при виході з рівноважного стану автомобіля і кульки (нахил автомобіля, підйом кульки) вони знову повертаються в початкову точку, і лише подолавши поріг, тобто нахилившись на кут, що викликає зміщення вертикальної проекції центру мас більше половини колії (для автомобіля) або піднявшись вище висоти чаші (для кульки) *l*, автомобіль перекинеться, а кулька котиться.

Моментом початку перекидання двоколісного ТС під час руху в повороті на дорозі без ухилу є рівність моментів перекидання і відновлення:

$$G_a l = P_Y h; \qquad (2.4)$$

де G_a – вага автомобіля;

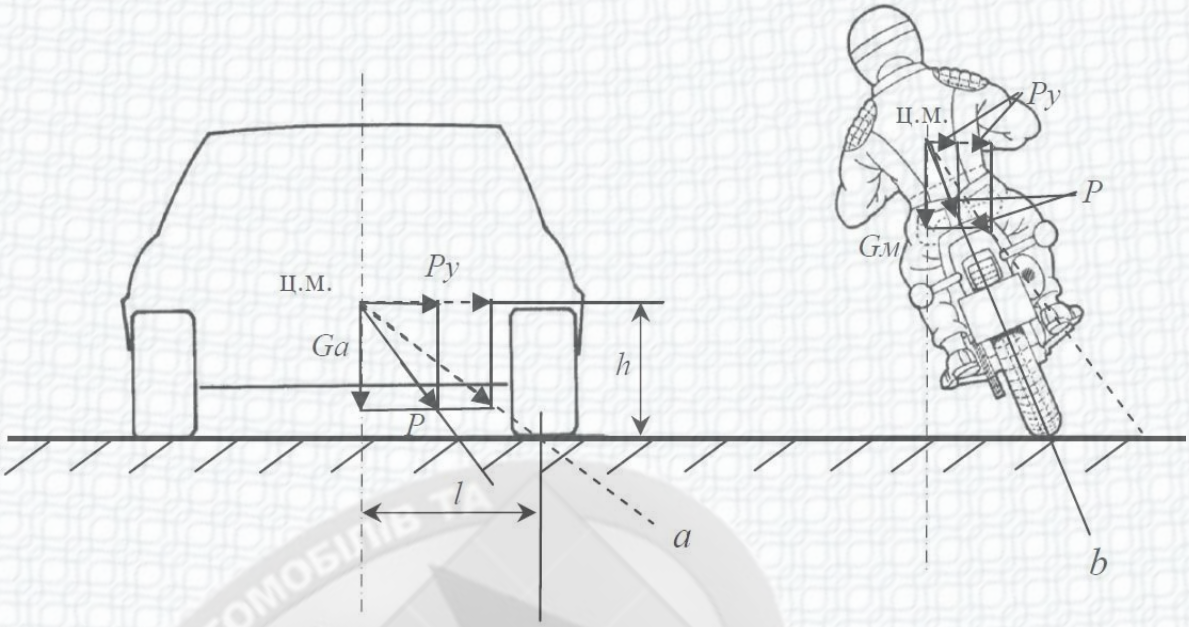
$l = B/2$ - половина колії автомобіля;

h - висота центру мас.

Поки рівнодіюча сил P_Y та G_a не пройде через пунктирну лінію (а) (рис 2.13 а - пунктирна лінія), автомобіль не перекинеться.

У другому випадку «ОТС» (рис. 2.12 а, б) ОТС та кулька знаходяться в рівновазі лише в одній точці (строго вертикально для ОТС або на поздовжній осі випуклої поверхні - для кульки); при будь-якому зміщенні відразу виникають бічні сили, які намагаються перекинути одноколісний транспортний засіб і звалити кульку.

Також під **час** повороту ОТС повинно мати певний нахил, в залежності від величини P_y (бічної сили) – щоб рівнодіюча сила тяжіння ($G_м$) і P_y лежали в точці плями контакту (рис. 2.13 б - сила *P* вздовж лінії *(b)*). Якщо ОТС відхилиться трохи більше або менше, рівнодіюча сила *P* вийде з плями контакту, і ОТС перекинеться (рис. 2.13 б - пунктирна лінія).



а) двоколісний ТС (автомобіль) б) одноколісний ТС (мотоцикл)

Рисунок 2.13 – Рівновага ТС у повороті

Одним із перспективних способів, які дозволяють об'єднати переваги стійкості та безпеки звичайних транспортних засобів, а також підвищити стійкість одноколісного транспорту на місці та під час руху, включаючи критичні режими, є використання КТЗ автомобільного типу; таке ТС є новим типом транспорту [8].

Визначення параметрів стійкості компактного транспортного засобу

Одним із основних параметрів стійкості КТЗ є коефіцієнт статичної стійкості (SSF), який повинен бути більше певного значення, щоб ТС не перекидалося на стандартних ухилах дороги і мало запас поперечної стійкості до перекидання.

Розповсюдженим способом визначення коефіцієнта статичної стійкості є штучний тест на нахиленому стенді, що означає, що вимірюється усталене перекидання за допомогою (реального або віртуального) нахиленого столу, де максимальний кут нахилу дороги перед підйомом колеса з одного боку є мірою для встановлення вимоги SSF.

Де SSF - коефіцієнт статичної стійкості, знайдений за формулою (2.5).

$$SSF \triangleq \frac{B}{2h_g} \tag{2.5}$$

Якщо залежність забезпечується за рахунок положення КТЗ відносно керованих коліс (нахил пропорційний куту повороту керованих коліс), то під час руху по прямій на косогорі (або на стоянці з прямими колесами) критичний кут косогору по перекиданню ($\beta_{кроп}$) буде:

$$\beta_{\text{кроп}} = arctg\left(\frac{B}{2h_g}\right) \tag{2.6}$$

З використанням моделі жорсткої підвіски буде проведена теоретична перевірка. Модель і поріг перекидання показані на рис. 2.14.

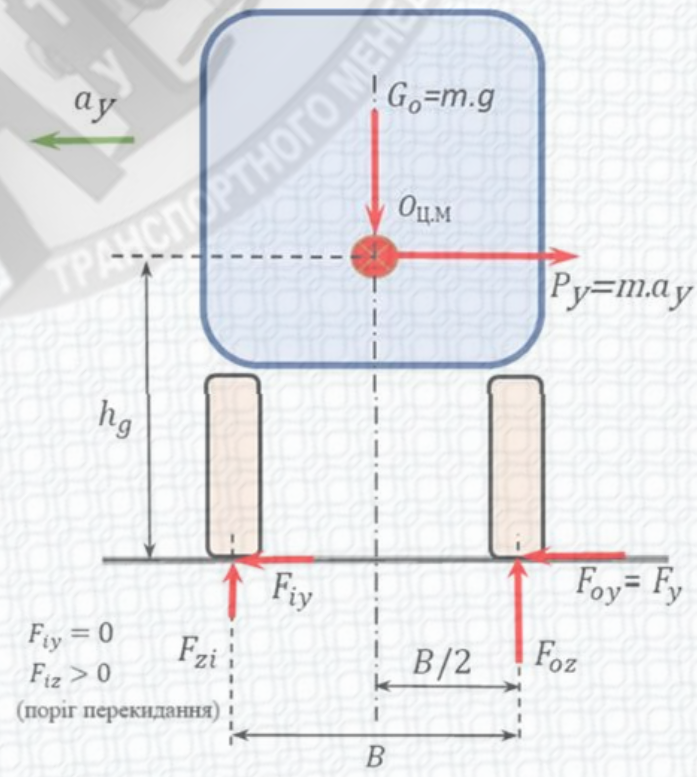


Рисунок 2.14 – Модель для перевірки вимог на основі коефіцієнта статичної стійкості SSF; (вид ззаду, під час повороту наліво).

Наприклад, шляхом розгляду геометричних параметрів автомобіля (тобто ширини колії B) і висоти його центру тяжіння (h_g) можна вивести формулу SSF:

Коефіцієнт статичної стійкості повинен бути обмежений, як описано в рівнянні (2.7):

$$\left.\begin{array}{l} \frac{B}{2 \cdot h_g} > \mu; \\ SSF > \mu; \end{array}\right\} \tag{2.7}$$

Таким чином, можна зробити грубу оцінку порогу критичного бічного прискорення ($a^*_{y,o}$) при перекиданні для чотириколісного транспортного засобу, який може бути визначений за формулою (2.8):

$$\left.\begin{array}{l} a^*_{\text{y,оп}} = \frac{B}{2h_g} \cdot \text{g}; \\ a^*_{\text{y,оп}} \approx SSF \cdot \text{g}; \end{array}\right\} \tag{2.8}$$

Таким чином, фактично, для запобігання перекиданню бічне прискорення повинно бути обмежене, як описано в рівнянні (2.9).

$$\left.\begin{array}{l} \frac{a^*_{\text{y}}}{\text{g}} < \frac{B}{2h_g}; \\ \frac{a^*_{\text{y}}}{\text{g}} < SSF; \end{array}\right\} \tag{2.9}$$

Для автомобіля більш небезпечною ситуацією є перекидання, а для ОТС – ковзання.

Максимальне зчеплення з дорогою μ\muμ зазвичай дорівнює 1, тому було б розумно, щоб $SSF > \mu = 1$. Проте типові значення SSF для легкових автомобілів становлять від 0,95 до 1,5

Для важких вантажівок він може бути значно нижчим – від 0,3 до 0,5, що значною мірою залежить від того, як розміщено вантаж.

Якщо порівняти критичні швидкості ковзання та перекидання між собою, то отримаємо умову виникнення перекидання перед початком ковзання:

$l_h \leq \mu$ виходячи з цієї залежності та умови, що $\mu = 0,8$ для сухого асфальту, отримаємо умову, коли ковзання автомобіля настає завідомо раніше, ніж перекидання – це висота центру мас менше 0,5 м, а колія автомобіля більше 0,8 м.

Таким чином, в наступних підрозділах ми розглянемо параметри стійкості транспортного засобу в трьох різних випадках, в них визначимо умови виникнення критичних режимів та їх основні параметри виходячи з результуючих прискорень у центрі тяжіння:

КТЗ при русі по прямій траєкторії

При русі по прямій траєкторії, тривалій стоянці та короткочасній зупинці, так само як і на стоянці, не повинно бути великих нахилів та падінь, і криволінійної траєкторії на малій швидкості.

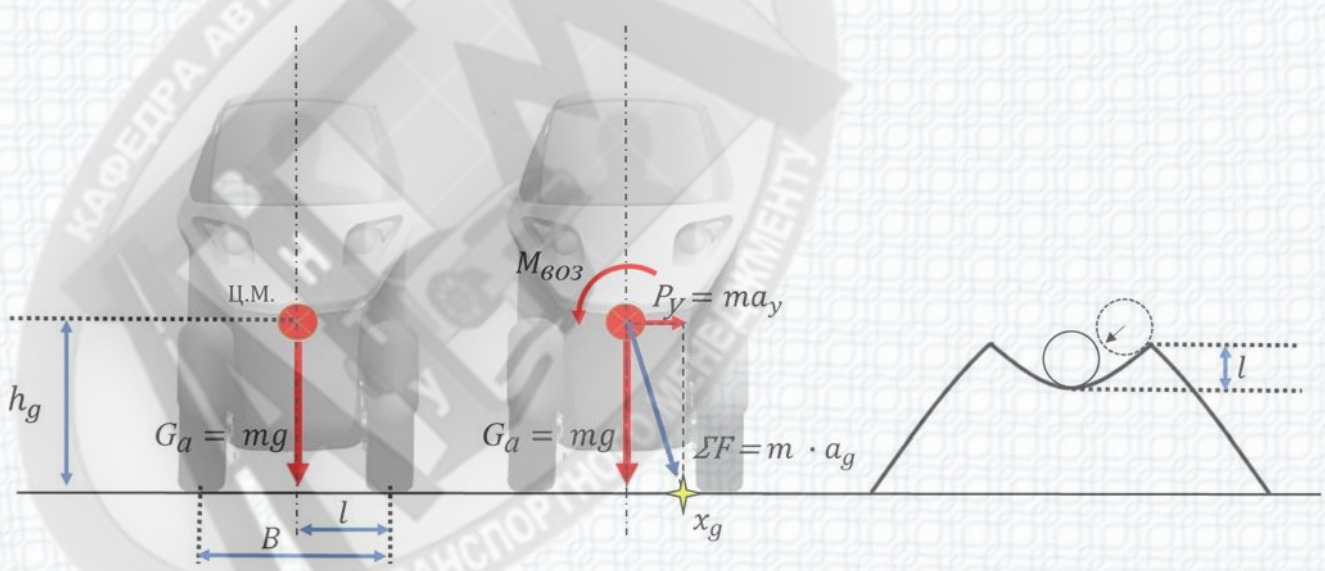
В даному випадку ($\varphi_x = 0$) и ($a_y = a_{lat} = 0$), тому ($a_{per} = a_y = 0$) і проблема бічної стійкості не виникає; таким чином, КТЗ (рис. 2.15, а) стійкі до бічного перекидання і дозволяють залишатися в рівновазі без будь-яких додаткових опор (ніг або підніжок) чи пристроїв, що значно підвищує комфорт і безпеку використання КТЗ на місці.

За винятком випадків відхилення бічних сил (тобто бічних вітрів), нахилу дороги або сил через несиметричне покриття на лівих і правих колесах, при

цьому рівновага КТЗ буде умовно стійкою, оскільки перетин (x_g) результуючих прискорень (a_g) на рівні його центру тяжіння з площиною землі знаходиться всередині бази компактного транспортного засобу.

При проектуванні КТЗ необхідно підібрати ідеальну мінімальну ширину, а також вибрати висоту центрів мас і нахилу, які фактично створюють у КТЗ мінімально стійку зону, аналогічну звичайному автомобільному транспорту, забезпечуючи широку пляму контакту в поперечній площині (рис. 2.15, б).

Фізичний аналог вертикального КТЗ , наочно пояснюючи принцип стійкої рівноваги, показано на рисунку (2.15, в).



а) б) в)

а) вертикальне КТЗ на стоянці та під час руху по прямій; б) вертикально стійкий транспортний засіб, незважаючи на ненульове бічне прискорення; в) фізичний аналог вертикального КТЗ , наочно пояснюючи принцип стійкого рівноваги

Рисунок 2.15 – Принцип стійкого рівноваги КТЗ

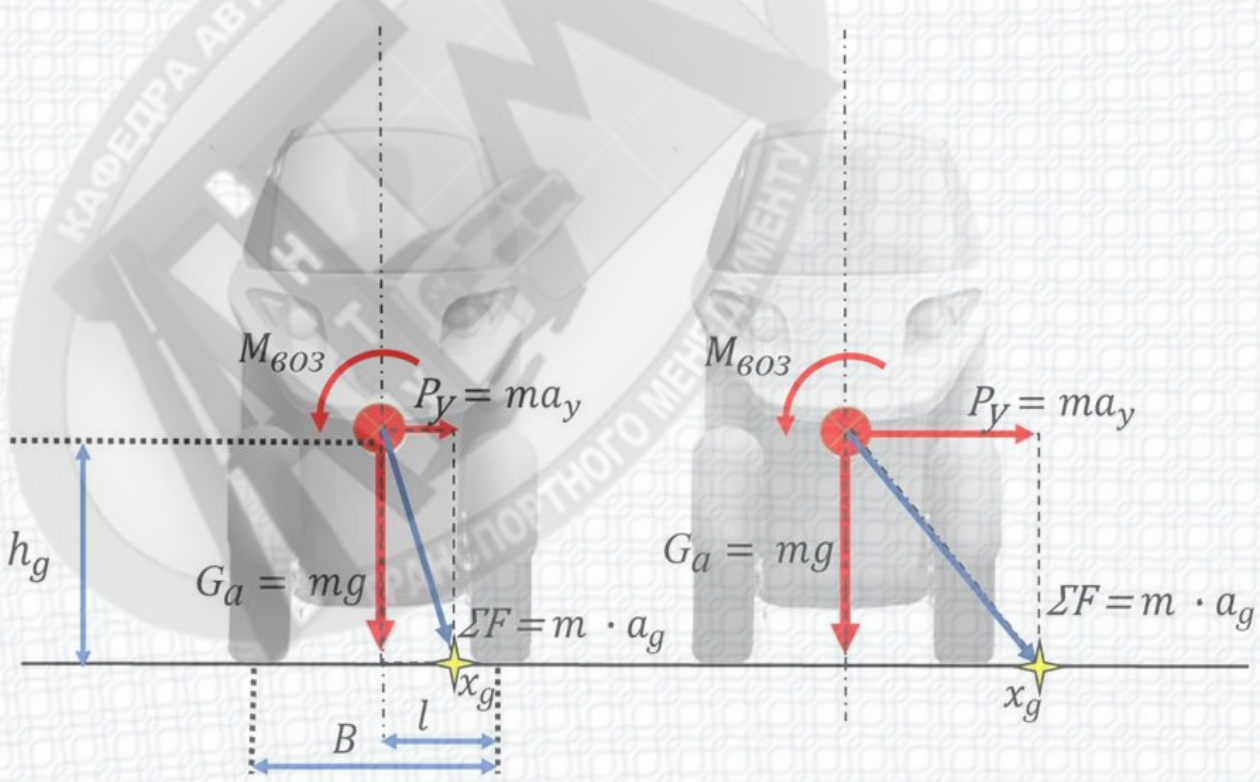
КТЗ при криволінійному русі без нахилу

При русі КТЗ по кривій траєкторії без нахилу або просто під час виникнення бічної сили, яка викликає виведення коліс і прагнення до

перекидання КТЗ , тоді в даному випадку ($\varphi_x = 0$) і ($a_y = a_{lat}$) можливі два варіанти поведінки (Рис. 2.16, а і б):

– якщо бічна сила невелика, то КТЗ буде стійким і без нахилу корпусу та кузова автомобільного типу, на рис. (2.16, а) показано випадок, коли транспортний засіб стійкий, незважаючи на ненульове поперечне прискорення;

– зі збільшенням бічної сили, у випадку, коли КТЗ нестійке і перекидається, так як відбувається перетин (x_g) результуючих прискорень (a_g) на рівні його центру тяжіння (Ц.Т.) з площиною землі за межами колії КТЗ (Рис. 2.16, б).



а) б)

а) вертикально стійкий транспортний засіб, незважаючи на ненульове бічне прискорення; б) вертикально нестійкий транспортний засіб при збільшенні бічної сили.

Рисунок 2.16 – Різні значення (a_y) під час руху вертикального КТЗ по кривій траєкторії

Нехай B — ширина колії КТЗ . Компактне транспортне засіб не перекидається за умови, що:

$$\frac{B}{2h_g} < \frac{a_y}{\mathrm{g}} < \frac{B}{2h_g};$$

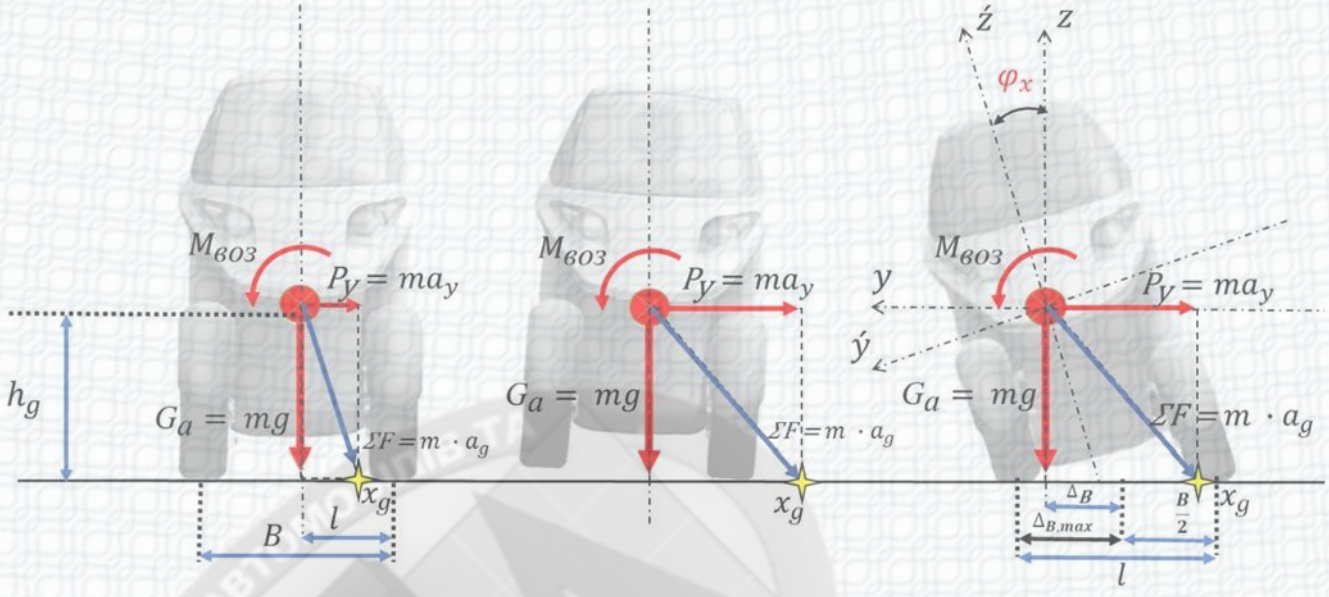
так максимальне допустиме бічне прискорення без нахилу перед перекиданням ($a_{y,max}$) становить:

$$a_{y,max} = \pm\frac{B}{2h_g}; \qquad (2.10)$$

КТЗ при криволінейному русі з нахилом

Зі збільшенням бічної сили для збереження стійкості необхідно забезпечити нахил водія та корпусу КТЗ у сторону, протилежну бічній силі. Коли КТЗ нахиляється на певний кут (φ_x), його центр тяжіння зміщується, так само як і точка (x_g). У цьому випадку транспортний засіб залишатиметься стійким, поки (x_g) знаходиться всередині ВВВ (рис. 2.17.а), тобто між двома колесами транспортного засобу, а конструктивно забезпечується залежність:

$$\left.\begin{aligned} P_y \cos\varphi_x &= G_o \sin\varphi_x \ ; \\ m \cdot a_y \cdot \cos\varphi_x &= m \cdot g \cdot \sin\varphi_x \ ; \end{aligned}\right\} \qquad (2.11)$$



а) б) в)

а) КТЗ з ПВК при виникненні невеликої бічної сили;

б) КТЗ з ПВК у повороті при значних значеннях бічної сили;

в) КТЗ , яке нахиляється в сторону повороту при значних значеннях бічної сили

Рисунок 2.17 – Положення КТЗ при криволінійному русі

Значення опорного кута, яке забезпечує відсутність перекидання в повороті, можна вивести з оцінки нахилу рівноваги за формулою (2.11) у залежності від бажаного або оптимального кута нахилу (φ_{xdes}) від бічного прискорення (a_y), продовжньої швидкості (V) КТЗ і радіуса повороту (R) відповідно до формули:

$$\varphi_{x_{des}} = arctan\left(\frac{a_y}{g}\right) = arctan\left(\frac{V^2}{R\,g}\right); \qquad (2.11)$$

При цьому рівновага КТЗ буде умовно стійкою, оскільки центр мас може зміститися на величину, більшу за $l = (B/2 + \Delta_{B,max})$, і вийти за межі плями контакту (Рис. 2.17, в). У випадку зникнення бічної сили КТЗ може впасти, якщо не повернути водія і корпус КТЗ у вертикальне положення.

Для всіх категорій ТС прийнято розділяти рух на два принципові види: прямолінійне і криволінійне.

У прямолінійному русі розглядають: розгін, рух з постійною швидкістю, гальмування.

У криволінійному: рух на великій швидкості (управляємість ТС) і рух на малій швидкості (маневреність ТС).

Для КТЗ необхідно забезпечувати мінімально стійке рівновага в поперечній площині від перекидання як під час руху по прямій, так і під час криволінійного руху.

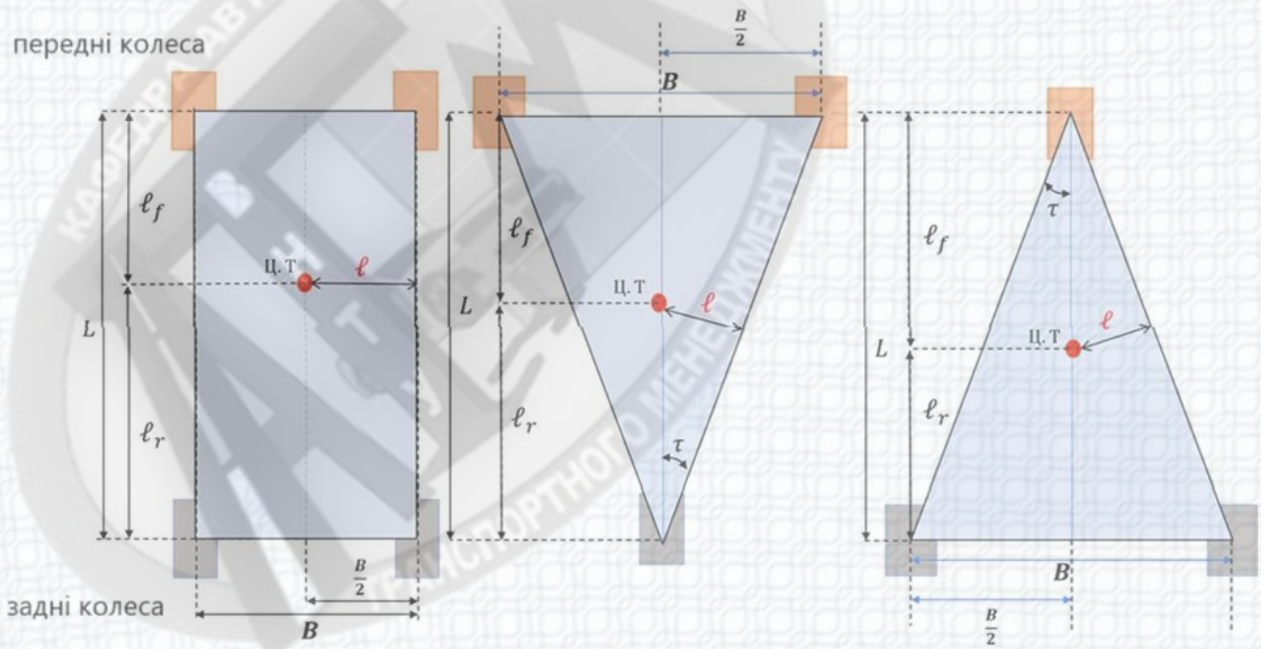
2.5 Висновки до розділу 2

Одноколійні транспортні засоби мають суттєві недоліки і є найнебезпечнішим видом транспорту. Один з перспективних способів, що дозволяє об'єднати переваги стійкості та безпеки у звичайних транспортних засобах, а також стійкість одноколійного транспорту на місці і під час руху, є використання компактних транспортних засобів (КТЗ). Такі ТЗ є окремим видом транспортних засобів і мають особливості, властиві лише цьому типу транспорту, що відрізняє їх від інших транспортних засобів.

При всіх своїх позитивних якостях вони мають недоліки, головним з яких є: низька бічна стійкість через вузьку колію, що призводить до перекидання перед боковим ковзанням, що робить необхідним прикладати більше зусиль для збільшення безпеки цього типу транспорту.

РОЗДІЛ 3
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1

У цьому розділі представлені математичні моделі та результати комп'ютерного моделювання, проведеного з метою підвищення стійкості КТЗ . Розглянемо поведінку чотириколісних і трьохколісних КТЗ на місці та під впливом бокової сили. Спочатку визначимо критерії параметрів перекидання трьох варіантів КТЗ , наведених на рис. 3.1.



а) б) в)

а) чотириколісні КТЗ ; б) трьохколісні КТЗ форми «Tadpole» або «зворотний трайк» з двома колесами спереду та одним ззаду; в) трьохколісні КТЗ форми «delta» або «дельта» з одним колесом спереду та двома ззаду

Рисунок 3.1 – Вид зверху КТЗ

Основним показником, який впливає на початок перекидання, є плече (l) між центром маси та віссю, що з'єднує плями контакту передніх і задніх коліс ТС. Для трьох варіантів КТЗ це плече дорівнює:

1. для чотириколісного (рис. 3.1.*а*):

$$\ell = \frac{B}{2} \tag{3.1}$$

2. для трьохколісного - форми зворотного трайка (Рис. 3.1.*б*):

$$\ell = \ell_r * \sin\tau \tag{3.2}$$

3. для трьохколісного - форми «дельта» (Рис. 3.1.в.):

$$\ell = \ell_f * \sin\tau \tag{3.3}$$

де τ – це вимірюваний кут при стоянці на горизонтальній дорозі для трьохколісного КТЗ :

$$\tau = \tan^{-1}\left(\frac{B}{2L}\right) \tag{3.3}$$

3.1 Визначення параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при рівномірному круговому русі

Існують заперечення проти використання SSF як критерію, оскільки SSF не враховує стан підвіски, характеристики керованості, електронний контроль стійкості, форму та конструкцію транспортного засобу.

Отже, найкращий спосіб впоратися з перекиданнями — це встановити вимоги для SSF під час стійкого повороту.

Поворот у стійкому стані означає, що всі похідні швидкостей КТЗ за часом (v_x, v_y, w_z) дорівнюють нулю. У цьому випадку фізичне розуміння полягає в тому, що КТЗ рухається по круговій траєкторії з постійною швидкістю рискання (w_z),

або це також можна описати як рух з постійною тангенціальною швидкістю (v) на постійному радіусі траєкторії (R) і з постійним кутом бічного ковзання (β).

Розглянемо поведінку КТЗ під впливом бічної сили під час руху по кривій у стійкому стані, використовуючи 2D модель, так що, виходячи з визначення стійкого стану, у нас немає інерційного ефекту ні від зміни загальної швидкості ТЗ (V), ані від зміни швидкості рискання (w_z).

$$\left.\begin{array}{l} V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = constant; \\ w_z = constant; \end{array}\right\} \tag{3.4}$$

Однак, необхідно змоделювати інерційний відцентровий ефект КТЗ , при цьому відповідне прискорення є відцентровим прискоренням a_c, яке буде:

$$a_c = R_p \cdot w_z^2 = \frac{V^2}{R_p} = w_z \cdot V \tag{3.5}$$

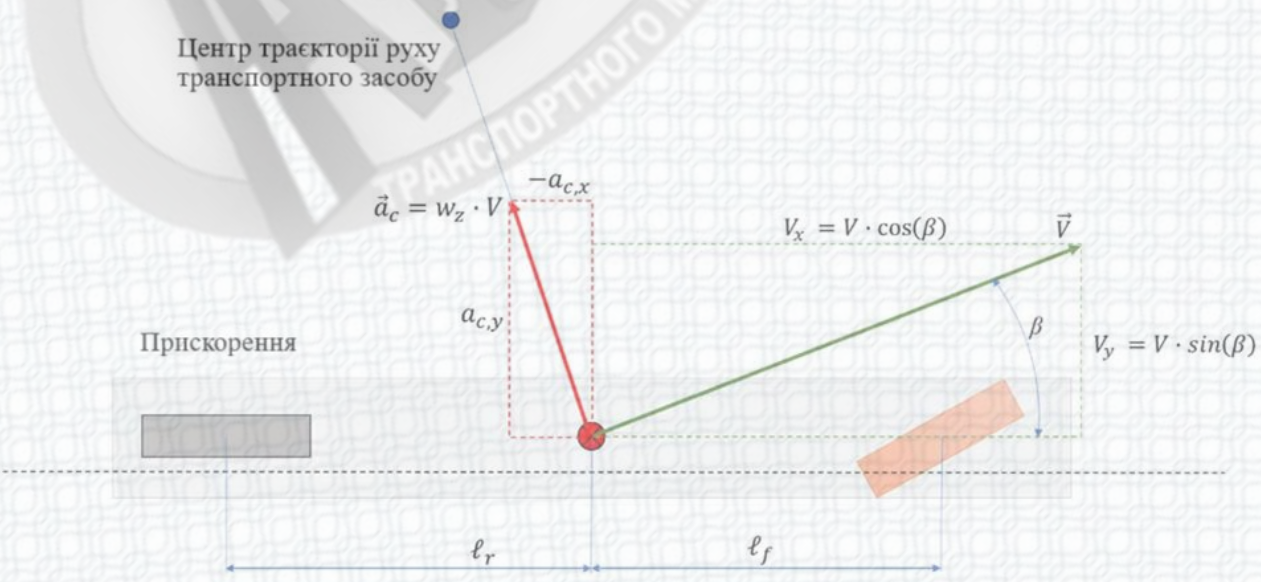
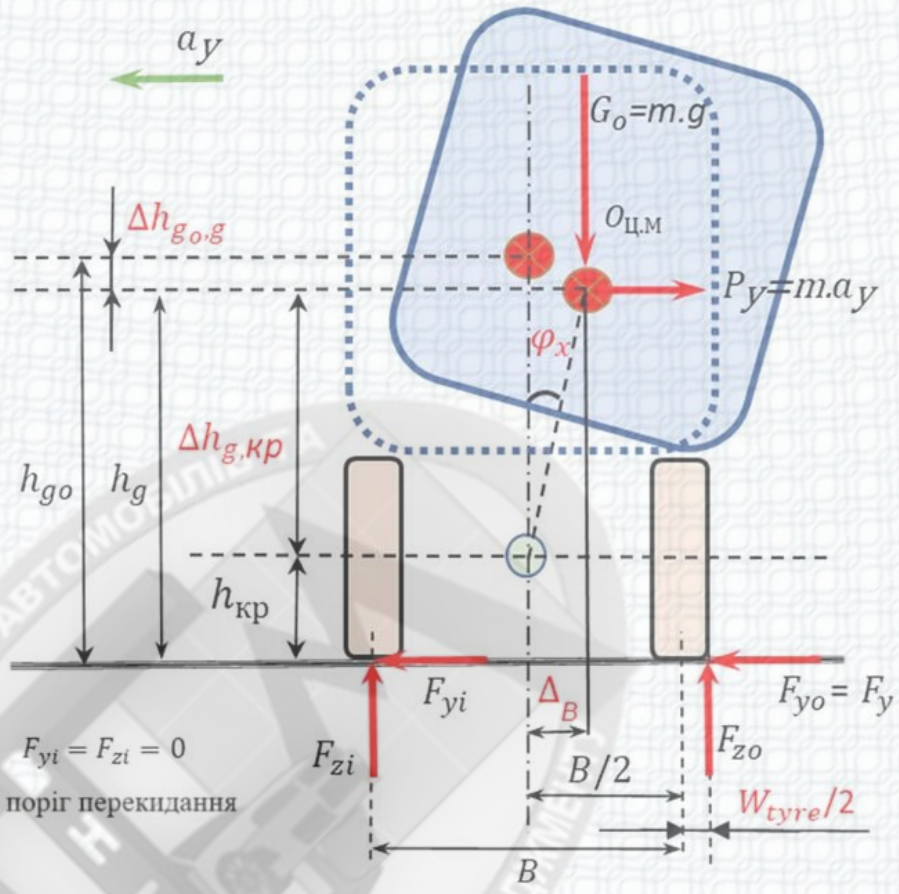


Рисунок 3.2 – Одноколійна модель КТЗ для проходження поворотів в стійкому стані

Далі розглянемо 5 додаткових критеріїв, відзначених на рис. 3.3.



(вид ззаду, при повороті наліво)

Рисунок 3.3 – Модель стійкого стану КТЗ з 4-ма колесами

1. Шина приймає вертикальне навантаження на свій зовнішній край в ситуації перекидання. Це передбачає зміни продуктивності та вимог до формули (3.6). Цей ефект посилюється при низькому профілі шини та/або високому тиску в шині. Цей ефект знижує ризик перекидання.

$$\frac{a^*_{y,оп}}{g} < \frac{B+W_{tyre}}{2h_{go}} \qquad (3.6)$$

2. Через поперечну деформацію підвіски та шини корпус буде переміщатися в поперечному напрямку назовні відносно шини — це дає ефект, відображений у формулі (3.7): Цей ефект збільшує ризик перекидання.

$$\frac{a^*_{\text{у,оп}}}{g} < \frac{B-\Delta_B}{2h_{go}} \quad (3.7)$$

3. За рахунок ходу і жорсткості підвіски кузов буде кренитися. При цьому висота ЦТ над віссю крену (Δhg,кр) зазвичай є позитивною, це дає ефект, відображений у формулі (3.8):

$$\frac{a^*_{\text{у,оп}}}{g} < \frac{B-\Delta h_{g,\text{кр}} \cdot \varphi_x}{2h_{go}} \quad (3.8)$$

Цей ефект збільшує ризик перекидання. У великовагових автомобілів цей «ефект маятника (крену)» дуже великий.

4. Через важелі підвіски та крен кузова він буде опускатися. Величина опускання зазвичай є позитивною — це дає ефект, відображений у формулі (3.9): Ефект іноді називають «jacking - домкратом», і він знижує ризик перекидання.

$$\frac{a^*_{\text{у,оп}}}{g} < \frac{B}{2(h_{go}+\Delta h_{go,g})} \quad (3.9)$$

5. Нахил дороги вліво/вправо (віраж) або рух по косогору також впливають на характеристики опрокидування.

Розрахунок вертикальних і бічних зсувів і крену кузова під дією бічних сил

В стійкому стані під час проходження поворотів, щоб визначити, наскільки сильно нахиляється і переміщається кузов КТЗ , спочатку сформулювали модель ефективної жорсткості в ній:

– Для поступливості та відповідності пружин у якості визначальних основних рівнянь припускаємо, що переміщення вимірюються з статичного стану і що поступливості пружин є лінійними.

– Водночас амортизатори не включені в модель, оскільки їх демпфуючі сили будуть дорівнювати нулю, оскільки немає швидкості переміщення через рівномірний рух по колу.

На діаграмі вільних тіл на рис. 3.4 можна визначити рівняння вертикальних сил, до обох сторін КТЗ .

$$\left.\begin{aligned} F_{lz} &= F_{lz0} + C_{side}\cdot(Z_{lr}-Z_l) + C_{arb}\cdot\big((Z_{lr}-Z_l)-(Z_{rr}-Z_r)\big);\\ F_{rz} &= F_{rz0} + C_{side}\cdot(Z_{rr}-Z_r) + C_{arb}\cdot\big((Z_{rr}-Z_r)-(Z_{lr}-Z_l)\big);\\ &\text{Где; } F_{lz0}+F_{rz0} = m\cdot g;\\ &F_{lz0}\cdot\frac{B}{2} - F_{rz0}\cdot\frac{B}{2} = 0; \end{aligned}\right\} \quad (3.10)$$

При цьому припускається, що дорога гладка і рівна (де 2-й індекс (r) означає дорога), т.е.:

$$Z_{lr} = Z_{rr} = 0 \quad (3.11)$$

Таким чином, рівняння вертикальних сил буде:

$$\left.\begin{aligned} F_{lz} &= F_{lz0} - (C_{side}+C_{arb})\cdot Z_l + C_{arb}\cdot Z_r;\\ F_{rz} &= F_{rz0} - (C_{side}+C_{arb})\cdot Z_r + C_{arb}\cdot Z_l; \end{aligned}\right\} \quad (3.12)$$

де, C_{side} – сумарна жорсткість пружин по бортах КТЗ (лівої або правої); C_{arb} – сумарна жорсткість стабілізаторів поперечної стійкості КТЗ (передньої та задньої), так що arb – означає anti-roll bar.

Жорсткості (C_{side}) та (C_{arb}) – представляють собою ефективні значення жорсткості, які можна виміряти під колесами. При цьому фізичні пружини встановлені всередині в деяких зв'язках і мають різні значення жорсткості, але їх вплив відображається в ефективних жорсткостях.

На рис. 3.4 видно, що (F_{yl}) і (F_{yr}) завжди діють разом, тому ми перейменовуємо їх як (F_y), що ми повинні щось припустити про те, як бічні сили

передаються від дороги до кузова, наприклад: підвіска з подвійними поперечними важелями, тоді рівновага дає:

$$\left.\begin{array}{c} F_{yl} + F_{yr} = F_y\,; \\ F_y - m \cdot a_y = 0; \\ m \cdot g - F_{zl} - F_{zr} = 0; \\ F_{lz} \cdot \left(\frac{B}{2}\right) - F_{rz} \cdot \left(\frac{B}{2}\right) + F_y \cdot h_g + m \cdot g \cdot (-y) = 0; \end{array}\right\} \quad (3.13)$$

де, F_{yl} – сумарна бічна сила на лівій стороні КТЗ ;

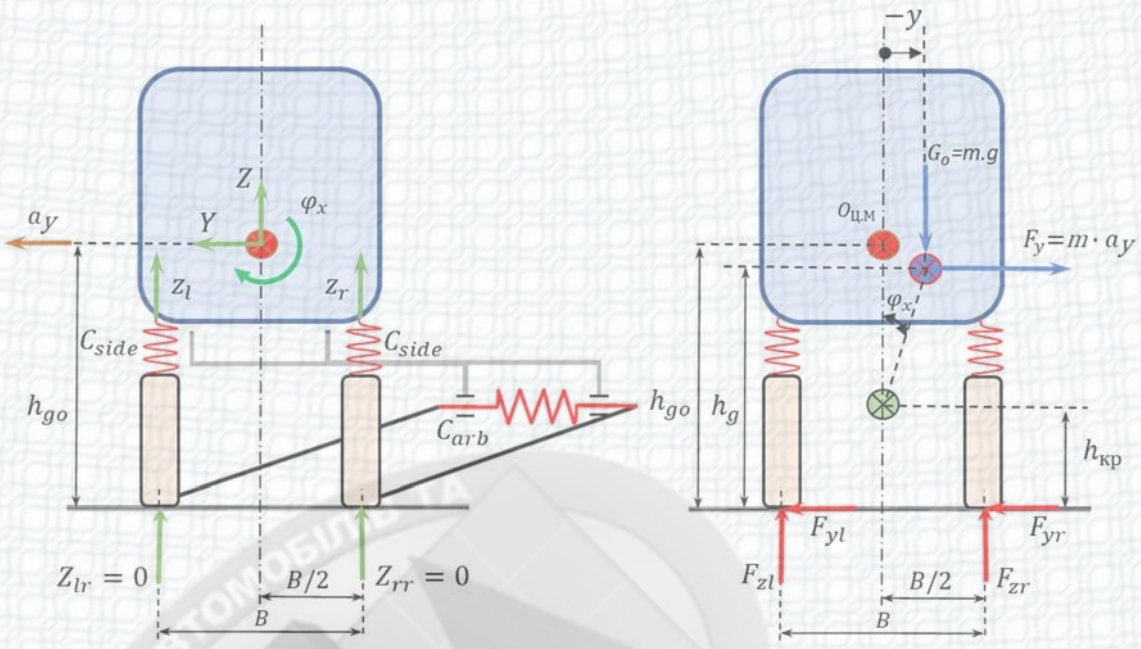
F_{yr} – сумарна бічна сила на правій стороні КТЗ ;

У цьому рівнянні найголовніше – це термін - (– y), який можна приймати за:

$$\left.\begin{array}{c} -y = \left(h_{go} - h_{\text{кр}}\right) \cdot \tan(\varphi_x) \\ \approx \left(h_{go} - h_{\text{кр}}\right) \cdot \varphi_x \end{array}\right\} \quad (3.14)$$

($-y$) – висота точки, в якій відбувається крен (h_{RC}). Центр крена розташований як миттєвий центр, відносно якого здійснюється обертання підресореної маси за рахунок деформації пружних елементів підвіски та шин. Положення центру крена в основному залежить від конструкції підвіски, кінематики її напрямного пристрою та коліс. При розрахунку статичної або динамічної стійкості положення центрів крена підресореної маси можна вважати незмінним для умов оцінки граничного (критичного) стану за стійкістю КТЗ . З рис. 3.4, для введення переміщень (z) і нахилу кузова (φ_x) в математичну модель, дає наступні:

$$\left.\begin{array}{l} Z_l = Z + \left(\frac{B}{2}\right) \cdot \varphi_x; \\ Z_r = Z - \left(\frac{B}{2}\right) \cdot \varphi_x; \end{array}\right\} \quad (2.15)$$



Z , Y, φ_x , Z_l , Z_r – зміщення з статичного нерухомого стану. $Z_{lr} = Z_{rr} = 0$ – означає, що дорога рівна.

Передбачається рівномірний рух по колу, тому поперечне прискорення (a_y) може бути ненульовим, але вертикальне прискорення та прискорення нахилу дорівнюють нулю.

Рисунок 3.4 – Модель для встановленого стану вертикальної качки (розкачування) і крену під дією бічного прискорення. Модель підвіски без важелів (або "поздовжні важелі") і без різниці між передньою і задньою частинами.

Об'єднання конститутивних співвідношень, рівноваги та сумісності в сценарії MATLAB, дає результати в рівнянні (3.16):

$$\left.\begin{aligned} F_y &= m \cdot a_y; \\ Z &= 0\,; \\ \varphi_x &= \frac{2 \cdot m \cdot a_y \cdot h_{go}}{(C_{side}+2 \cdot C_{arb}) \cdot B^2 - 2 \cdot m \cdot g \cdot (h_{go}-h_{кр})}; \\ F_{lz} &= m \cdot \left(\frac{g}{2} - \frac{\frac{a_y \cdot h_{go}}{B}}{\left(1 - \frac{2 \cdot m \cdot g}{C_{side}+2 \cdot C_{arb}} \cdot \frac{h_{go}-h_{кр}}{B^2}\right)} \right); \\ F_{rz} &= m \cdot \left(\frac{g}{2} + \frac{\frac{a_y \cdot h_{go}}{B}}{\left(1 - \frac{2 \cdot m \cdot g}{C_{side}+2 \cdot C_{arb}} \cdot \frac{h_{go}-h_{RC}}{B^2}\right)} \right); \end{aligned}\right\} \qquad (2.16)$$

Відповідно до інтуїції та досвіду, кузов нахиляється з позитивним креном при повороті керма вліво (позитивний (F_{yw})). Далі, центр тяжіння кузова залишається незмінним при вертикальному зміщенні (вертикальний рух, (Z)).

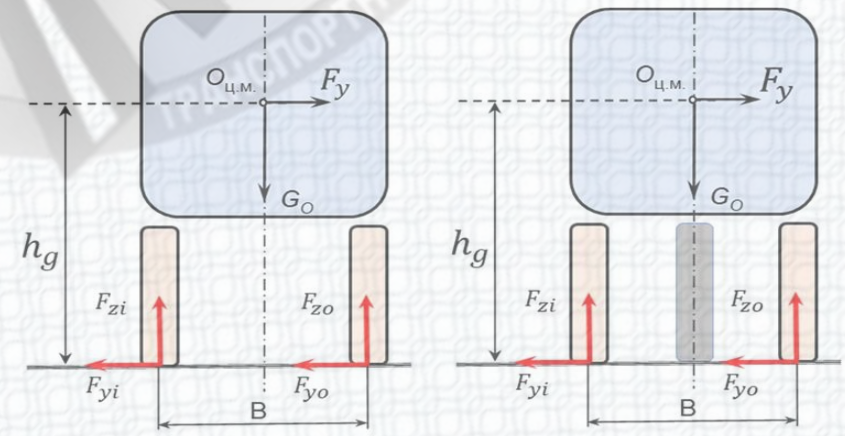
Оскільки втрата стійкості при ковзанні є переважнішою у порівнянні з втратою стійкості при перекиданні, можна стверджувати, що ми не можемо оцінити та знати значення (h_{RC}), яке використовується у формулі, без вивчення та моделювання конструкції підвіски.

Але вже тут можна зазначити, що більшість компактних ТЗ мають $h_{RC} << h_{go}$. Це викликає ефект "(крен) маятника", особливо значний для важких компактних транспортних засобів через їх велике значення висоти центру тяжіння (h_{go}) відносно вузької колії (B).

3.2 Розрахунок критичних швидкостей ковзання та перекидання

Перекидання чотириколісних і триколісних КТЗ розглядається в залежності від висоти і типу крена підресорених мас, на горизонтальному шляху, тому розглянемо п’ять варіантів:

Вариант №1 (без крена підресореної маси).

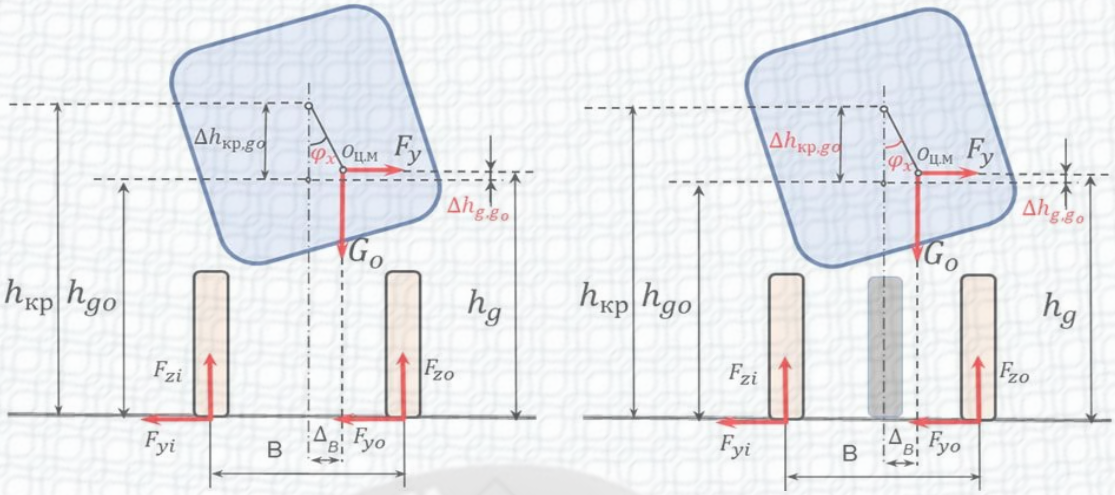


а) б)

а) чотириколісне КТЗ ; б) триколісне КТЗ

Рисунок 3.5 – Схема КТЗ без крена на горизонтальному шляху

Варіант №2 (зі свободним креном підресореної маси на маятниковій підвісці).



а) б)

а) чотириколісне КТЗ ; б) триколісне КТЗ

Рисунок 3.6 – Схема КТЗ з креном маятникового типу на горизонтальній дорозі

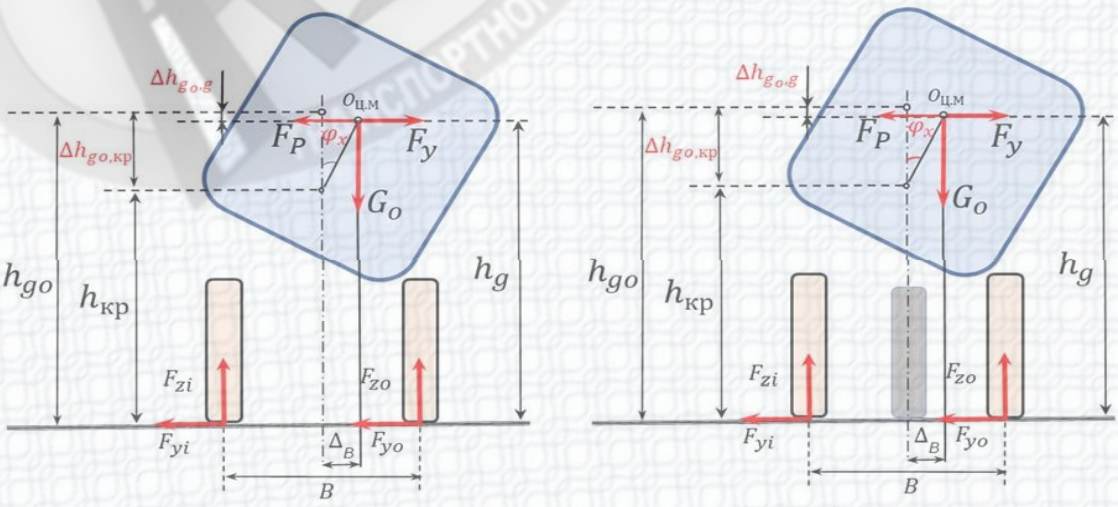
де ΔB – зміщення центру мас відносно поздовжньої осі КТЗ .

де h_{go} – початкова висота центру підресорених мас КТЗ

$h_{кр}$ – висота центру крену підресорених мас КТЗ

Δhкр,go – відстань від центру крену до центру підресорених мас КТЗ .

3) Варіант № 3 (з пасивним креном підресореної маси у бік дії боковоїсили)



а) б)

а) чотириколісне КТЗ ; б) триколісне КТЗ

Рисунок 3.7 – схема КТЗ з пасивним креном у бік дії бокової сили на горизонтальній дорозі

Варіант 3 — це варіант роботи КТЗ зі звичайною підвіскою, де:

F_P – реакція підвіски на боковий вплив;

$MB = F_P\,\Delta h_{go,кр}\,M_B\,cos(\varphi_x)$ – це відновлюючий момент від дії підвіски [6]:

$$F_P = \frac{G_o \sin\varphi_x + F_y \cos\varphi_x}{\cos\theta} \; ; = G_o\Delta_B + F_y\left(\Delta h_{go,\text{кр}} - \Delta h_{go,g}\right) ; \qquad M_B = G_o\Delta h_{go,\text{кр}} \sin\varphi_x + F_y\Delta h_{go,\text{кр}} \cos\varphi_x \; ; \tag{2.17}$$

$F_y\,(h_{go} - \Delta h_{go,g}) = G_o(P - \Delta_B)$ – умова початку перекидання (2.18)

$$V_{\text{кроп}} = \sqrt{g\,R\,\frac{(\ell - \Delta h_{go,\text{кр}} \sin\varphi_x)}{(h_{KP} + \Delta h_{go,\text{кр}} \cos\varphi_x)}} \tag{2.19}$$

З іншого боку, кут крену залежить від жорсткості підвіски [6]:

$$\varphi_x = \frac{M_B}{\sum C_y} \tag{2.20}$$

Спрощуємо попередні вирази, прийнявши sinφx = φx, а cosφx = 1, тоді:

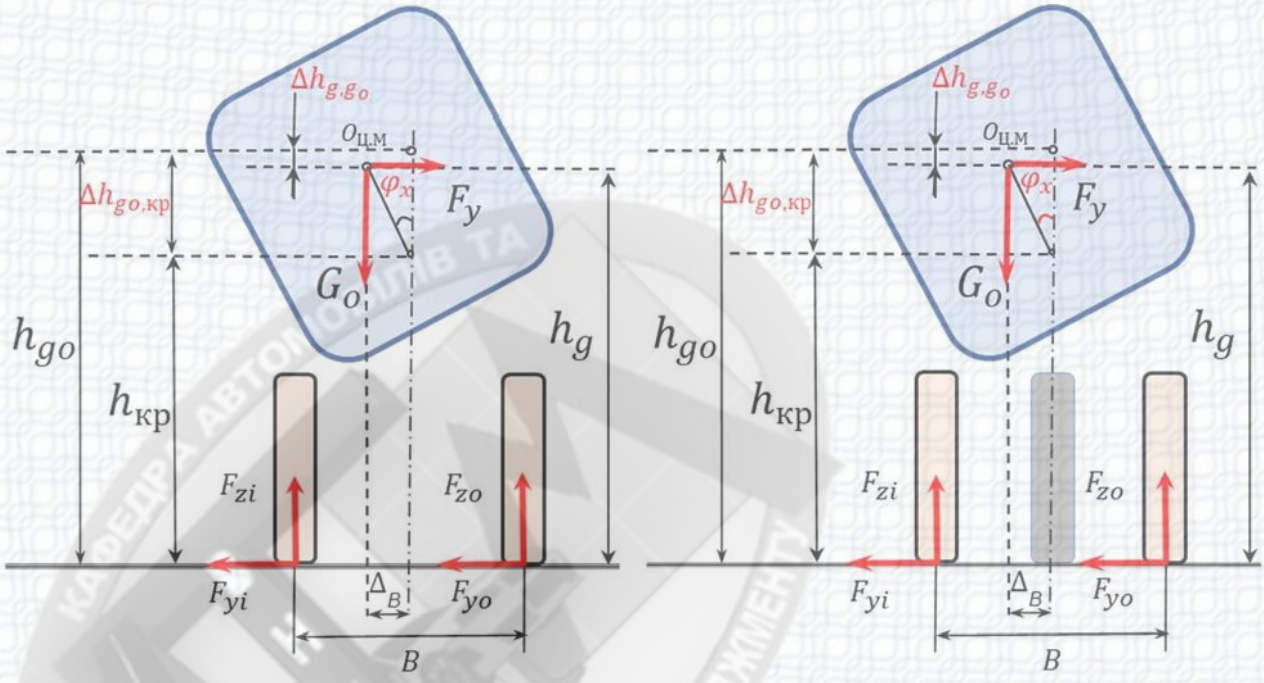
$$\varphi_x = \frac{F_y \Delta h_{go,\text{кр}}}{(\sum C_y - G_o \Delta h_{go,\text{кр}})} \;\Rightarrow\; F_y h_{go} = G_o\left(\ell - \Delta h_{go,\text{кр}}\varphi_x\right) \tag{2.19}$$

$$V_{\text{кроп}} = \sqrt{g\,\ell\,R \cdot \frac{(\sum C_y - G_o\Delta h_{go,\text{кр}})}{(h_{go}\sum C_y - h_{KP} G_o \Delta h_{go,\text{кр}})}} \tag{2.20}$$

Виходить: чим більше відхилення центру мас від вертикалі, тим менша критична швидкість перекидання КТЗ .

Порівнюючи варіанти 2 і 3, з'ясовується, що при достатній жорсткості підвіски варіант 2 за стійкістю гірший, ніж варіант 3, оскільки у нього h_{KP} більше.

4) Варіант № 4 (з активним креном підресореної маси проти дії бокової сили)



а) чотириколісне КТЗ ; б) триколісне КТЗ

Рисунок 3.8 – Схема КТЗ з активним креном проти дії бокової сили на горизонтальній дорозі;

$$F_y\left(h_{go} - \Delta h_{g,go}\right) = G_o(\ell + \Delta_B)\,, \qquad (2.21)$$

Якщо в 3-му варіанті конструктивно забезпечується залежність:

$$F_y \cos\varphi_x = G_o \sin\varphi_x \qquad (2.22)$$

$$\Delta h_{go,кр} = h_{go} - h_{KP}\ ,\ \Delta_B = \Delta h_{go,кр} \sin\varphi_x\ ,\ \Delta h_{g,go} = \Delta h_{go,кр} - \Delta h_{go,кр} \cos\varphi_x\,,$$

$$F_y\left(h_{go} - \Delta h_{go,\text{кр}} + \Delta h_{go,\text{кр}} \cos\varphi_x\right) = G_o\ell + G_o\Delta h_{go,\text{кр}} \sin\varphi_x;$$
$$F_y\left(h_{go} - \Delta h_{go,\text{кр}} + \Delta h_{go,\text{кр}} \cos\varphi_x\right) = G_o\ell + \frac{P_y \cos\varphi_x}{\sin\varphi_x}\Delta h_{go,\text{кр}} \sin\varphi_x;$$
$$F_y\left(h_{go} - \Delta h_{go,\text{кр}} + \Delta h_{go,\text{кр}} \cos\varphi_x\right) = G_o\ell + \Delta h_{go,\text{кр}} \cos(\varphi_x)\, F_y; \quad (2.23)$$
$$F_y\left(h_{go} - \Delta h_{go,\text{кр}}\right) = G_o\frac{B}{2} \Longrightarrow P_y(h_{KP}) = G_o\ell;$$

Якщо залежність (3.22) забезпечується за рахунок положення КТЗ відносно керованих коліс (крен пропорційний куту повороту керованих коліс), то під час руху по прямій на косогорі (або на стоянці з прямими колесами) критичний кут косогора по перекиданню буде:

$$\beta_{\text{кр,оп}} = arctg\left(\frac{\ell}{h_{KP}}\right) \quad (2.24)$$

З формули (3.22) також можна вивести залежність кута крену від швидкості КТЗ і радіуса повороту:

$$\varphi_{x_{des}} = arctan\left(\frac{V^2}{R\,g}\right). \quad (2.25)$$

Графік залежності кута крену від швидкості і радіуса повороту, з урахуванням критичної швидкості по ковзанню КТЗ , наведено на Рисунку 3.12.

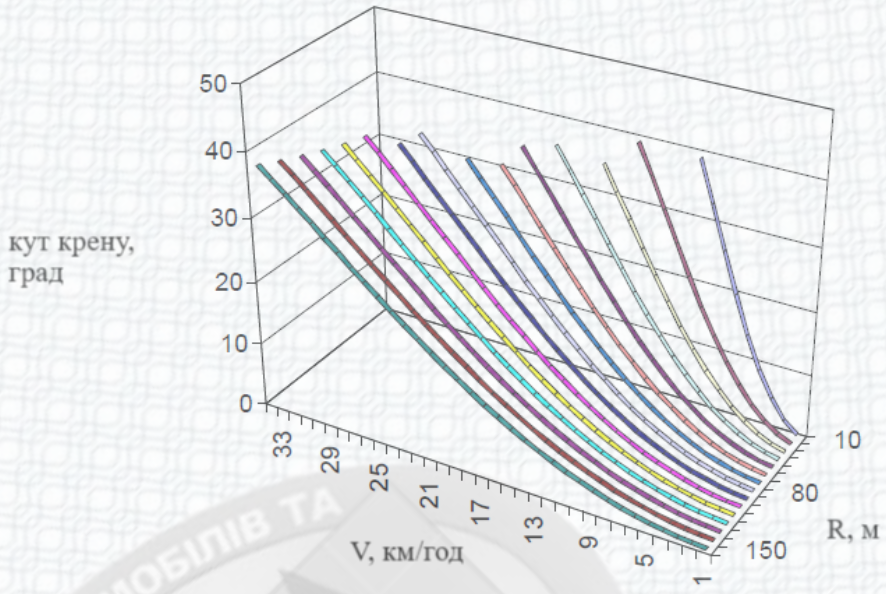
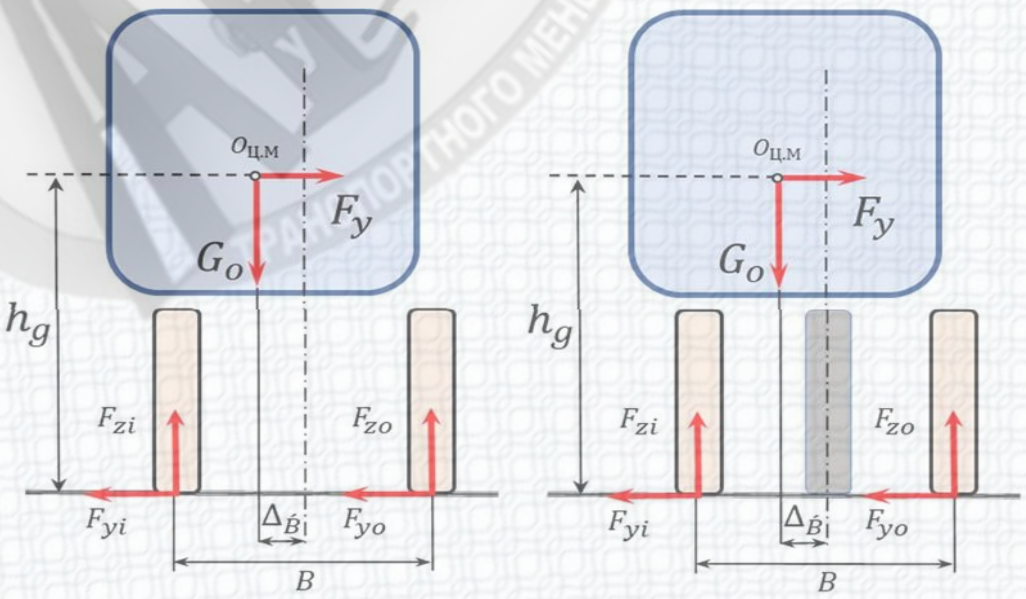


Рисунок 3.9 – Залежність кута крену КТЗ від швидкості і радіуса повороту з урахуванням критичної швидкості ковзання

2) Варіант № 5 (з зміщенням підресореної маси без крену в бік проти дії бокової сили)



а) б)

а) чотириколісне КТЗ ; б) триколісне КТЗ

Рисунок 3.10 – Схема КТЗ зі зміщенням центру мас проти дії бокової сили на горизонтальній дорозі

$$\left.\begin{aligned} V_{\text{кроп}} &= \sqrt{\frac{g\ R}{h_g}\cdot(\ell+\Delta_{\acute{B}})};\\ \Delta_{\acute{B}} &= \frac{\gamma_{trail}\ell_r\sin\delta}{L+\gamma_{trail}\cos\delta}\end{aligned}\right\} \qquad (2.26)$$

де γ_{trail} – *плече обкатки переднього колеса КТЗ*

δ – кут повороту переднього керованого колеса КТЗ

l_r – відстань від центру мас до заднього колеса КТЗ

Зміщення центру мас $\Delta_{B'}$ проти дії бокової сили забезпечується кінематикою рульового управління КТЗ (рис. 3.11).

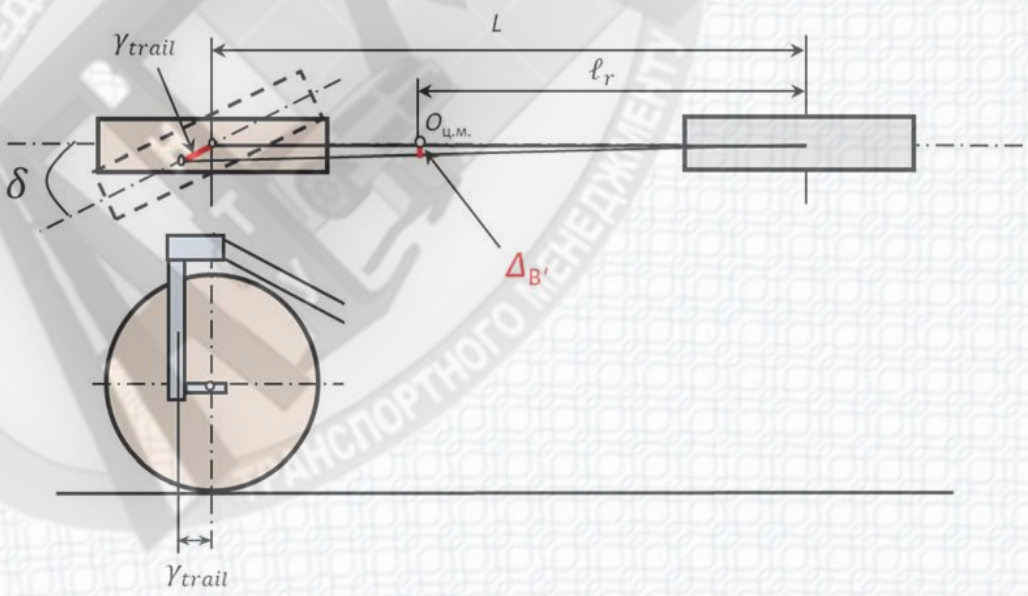


Рисунок 3.11 – Схема КТЗ зі зміщенням центру мас проти дії бокової сили на горизонтальній дорозі, вид збоку і зверху.

Відновлюючий момент від випадкового повороту керованого колеса КТЗ з постійно вертикальними колесами:

$$M_{ВОССТ} = P_K\ \sin\varphi_x\,\gamma_{trail}$$

3.3 Знаходження значень параметрів центру мас і крену

Виходячи з розрахунку критичних швидкостей ковзання і перекидання чотириколісних і триколісних КТЗ [14], які були досліджені вище залежно від висоти і типу крену підресорених мас на горизонтальній дорозі, можна визначити значення параметрів центру мас і крену наступним чином, як представлено на рисунку нижче: перетин площин дає лінію, яка обмежує за величиною висоту центру мас або крену для кожного варіанту підвіски для чотириколісного КТЗ , і на рис. 3.16 для триколісного КТЗ у формі зворотного трайка), де червона площина – це критична швидкість перекидання.

Вихідні дані, які були вибрані для моделювання, показані в таблиці (3.1). При цьому можна сказати, що форма триколісного КТЗ у вигляді дельта (delta) симетрична триколісному КТЗ у вигляді зворотного трайка (Tadpole). Основною різницею, як ми відзначили вище, є те, що для триколісного транспортного засобу (форма «delta» або «дельта») l_2 розраховується за наступною формулою:

$$l = l_f \cdot \sin\tau$$

$$l_f = \frac{2 \cdot L}{3}$$

Виходячи з попередніх вихідних даних для моделювання, показаних у таблиці (3.1), розглядалася стійкість п’яти варіантів підвіски (без крену, маятник, пасивна звичайна, активна та зміщення) для компактних транспортних засобів проти бокового перекидання і ковзання.

Отримали критичні значення висоти ЦТ, тобто не більше певного значення для кожного варіанту, при якому ковзання відбуватиметься раніше перекидання, які показані в таблиці (3.2).

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для моделювання

№ варіанта		без крену	маятник	пасивний звичайний	активний	зміщення
Чотириколісні та триколісні КТЗ	Колія КТЗ , В	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
	Максимальний кут косогору $\beta_{кр}$	30	30	30	30	30
	μ	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
	Критична висота центру тяжіння $h_{g,критична}$	0.5196	0.5196	0.5196	0.5196	0.5196
	R	5~250	5~250	5~250	5~250	5~250
	$\Delta h_{кр,go}$	0	0.1			0
	$\Delta h_{go,кр}$	0	–	0.1	0.1	0
	$\Delta_{B'}$	–	–	–	–	0.0270 ~0.5294
	γ_{trail}	–	–	–	–	0.20

Таблиця 3.2 – Критичні значення висоти ЦТ

№ варіанту	$h_{g_{ск<оп}}$, мм				
	без крену	маятник	пасивний звичайний	активний	зміщення
Чотириколісні КТЗ **(2F2R)**	375	275	293	474	376
Триколісні КТЗ **(2F1R)**	245	145	162	339	246

Дослідження показали, що для КТЗ з різними варіантами крену можна підібрати параметри висоти центру мас і висоти крену, які дозволять зберігати достатній рівень поперечної стійкості при криволінійному русі. При цьому для всіх п’яти варіантів розглянуті граничні значення висоти центру мас, при яких спочатку виникає ковзання КТЗ , і тільки потім перекидання. Такий підхід дозволяє спроектувати стійкі та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

3.4 Побудова нелінійної імітаційної моделі на основі математичної моделі для моделювання криволінійного руху

На основі викладеного з математичних моделей пропонується і розробляється принципова імітаційна модель для розрахунку параметрів криволінійного руху КТЗ , яка буде реалізована в MatLab Simulink.

Математична модель КТЗ , еквівалентного досліджуваному, представляє собою одно-масову модель з трьома ступенями свободи: бокове положення (переміщення) (Y), а також кут нахилу крену (φ_x) і кут рискання (θ_z).

На рисунку (3.12) зображена блок-схема MatLab Simulink для розрахунку:

1) кутів, швидкостей і прискорень центру мас компактного транспортного засобу:

- a – загальне прискорення, [m/s²];
- a_x – поздовжнє прискорення центру мас КТЗ , [m/s²];
- a_y – бокове прискорення центру мас КТЗ (в інерційній системі відліку центру тяжіння Y), [m/s²];
- a_z – вертикальне прискорення центру мас КТЗ (в інерційній системі відліку центру тяжіння Z), [m/s²];
- φ_x – кут крену КТЗ , [град];
- φ_{xdes} – бажаний кут крену в стійкому стані, [град];
- $\dot{\varphi}_x$ – кутова швидкість крену, [°/s];
- Ψ_z – кут рисячення КТЗ , [град];
- $\dot{\Psi}_z$ – кутова швидкість рисячення, [°/s].

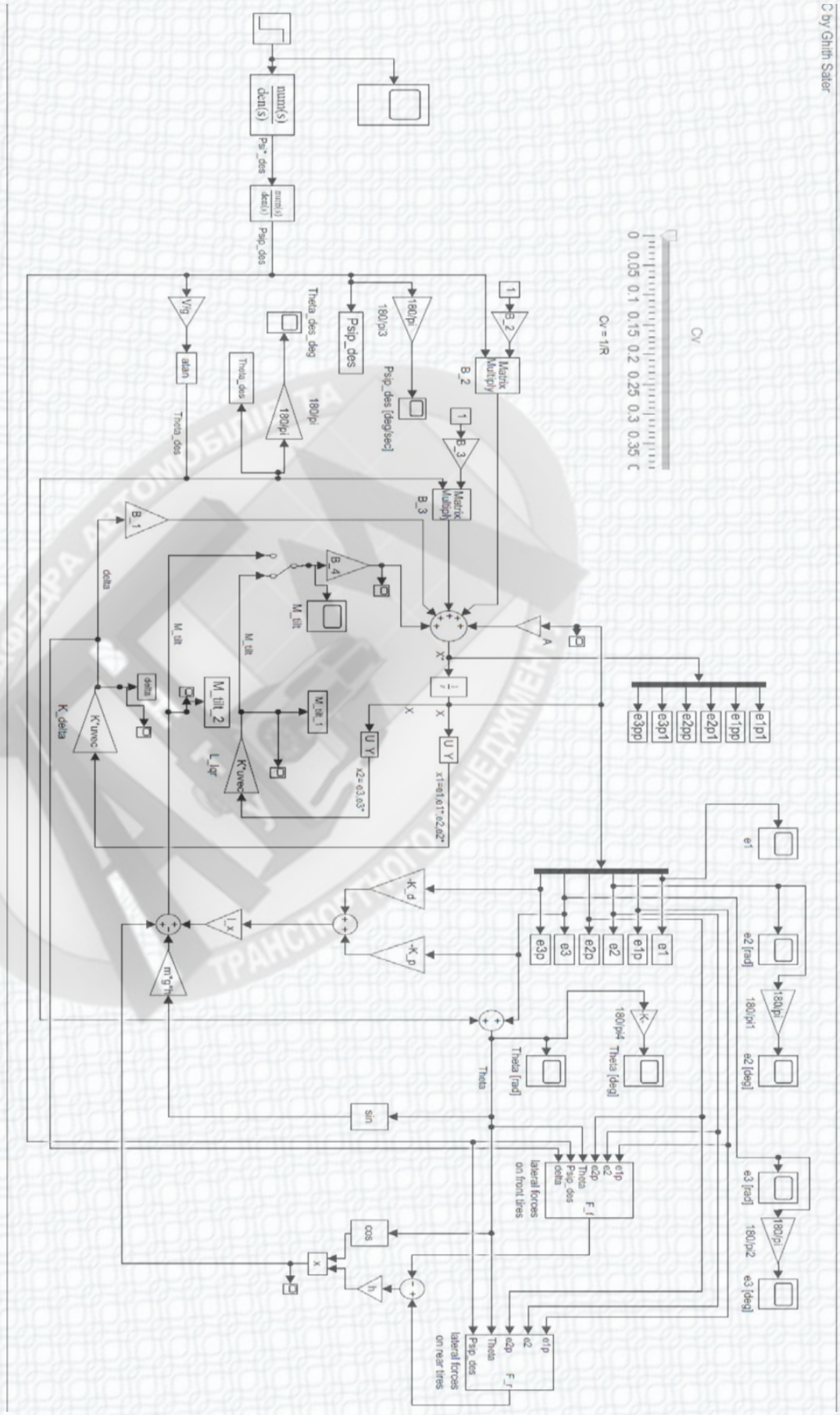


Рисунок 3.12 – Блок-схема MatLab Simulink для розрахунку математичних моделей.

2) кути уводу передніх шин (коліс) (α_f) або задніх шин (коліс) (α_r);

3) розподіл бокових реакцій передніх шин (коліс) (F_{fy}) і задніх шин (коліс) (F_{ry});

4) похибка орієнтації центру мас:

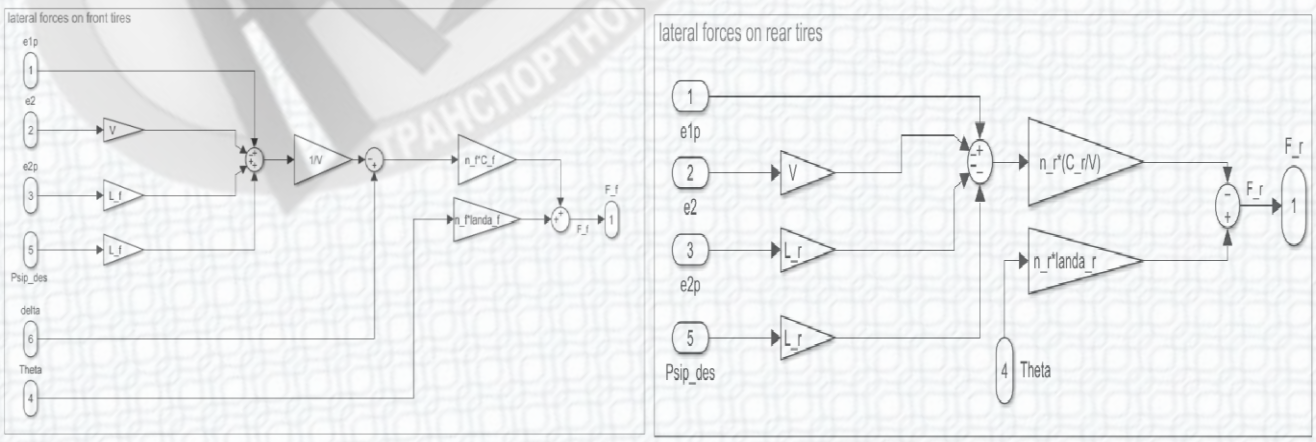
$e_1 = y - y_{des}$ – похибка орієнтації бокової відстані від бажаної опорної дороги, [м];

$e_2 = \Psi_z - \Psi_{zdes}$ – похибка орієнтації кута рисячення від бажаного кута рисячення, [град];

$e_3 = \varphi_x - \varphi_{xdes}$ – похибка орієнтації кута крену від бажаного кута нахилу крену, [град].

5) вихідний крутний момент нахилу крену, забезпечуваний від привода (від актуатора двигуна) нахилу крену (M_{tilt}).

На рисунку (3.13.а) показаний блок розрахунку реакції бокових сил на передні шини. На рисунку (3.13.б) показаний блок розрахунку реакції бокових сил на задні шини.



а б

а) блок розрахунку реакції бокових сил на передні шини;

б) блок розрахунку реакції бокових сил на задні шини.

Рисунок 3.13 – Блок розрахунку бокових сил

Приклад використання імітаційної моделі

Для підтвердження використання динамічних спрощень і лінеаризації під час розробки нашої нелінійної імітаційної моделі перевірка на адекватність математичної моделі проводилася шляхом порівняння результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними випробувань [12].

Вхідні дані для нашої моделі будуть такими ж, як і в моделі Piyabongkarn D. та ін.

Результати моделювання будуть порівнюватися з експериментальними результатами, які D. Piyabongkarn отримав у ході експерименту, що проводився під час його дослідження.

Передбачалося, що транспортний засіб рухається з постійною швидкістю V = 30 м/с. Контролер (RHC) використовується для того, щоб слідувати прямій дорозі, яка плавно переходить у криву радіусом 500 м «поворот R_n = 500 м» на п’ятій секунді моделювання. Це представлено відповідними змінами в θ_{zdes} і φ_{xdes}.

Основна увага приділяється розробці динамічної моделі для компактних транспортних засобів. Модель має чотири ступені свободи, включаючи поперечну динаміку і динаміку нахилу. Було враховано вплив гіроскопічних сил через обертові колеса та вплив сліду передніх коліс, але вторинні ефекти зчеплення були проігноровані, щоб модель залишалася зрозумілою та придатною для проєктування системи управління.

Розроблену математичну модель створення активної системи управління креном для КТЗ можна використовувати при розробці та оцінці активних систем контролю нахилу, а також для визначення вимог до відповідної системи підвіски і для зменшення складності регулятора, який забезпечуватиме хороші характеристики.

Для зручності при розробці моделі були зроблені два припущення.

По-перше, крутний момент M_{tilt} при перекиданні був досить малим, щоб розглядати вертикальні реакції кожного переднього колеса однаковими.

Друге наближення (зроблене в розділі про обчислення гіроскопічних моментів) полягало в тому, що управління передніми колесами не сприяє їх нахилу.

Вивчення рівнянь моделі дозволило визначити:

1. як наявність позитивного значення сліду призводить до самостабілізації компактних транспортних засобів;

2. чому кут нахилу транспортного засобу не впливає на кут повороту, необхідний для проходження повороту;

3. як гіроскопічні моменти впливають на перехідні маневри нахилу/повороту і чому вони менш важливі, ніж сили, що виникають через слід;

4. бажаний кут нахилу для будь-якого зазначеного маневру на повороті.

3.5 Висновки до розділу 3

Математичні моделі дозволяють комплексно прорахувати параметри стійкості КТЗ , починаючи з нерухомого стану, при русі прямо, при рівномірному криволінейному русі та під час перехідних процесів.

Стало можливим, використовуючи математичні моделі, послідовно розбити процес руху КТЗ на складові та більш точно і якісно прорахувати кожен з етапів руху.

Визначено критичні швидкості ковзання і перекидання для КТЗ з різними параметрами підвіски і рульового управління.

Розроблені математичні моделі дозволили визначити параметри взаємодії різних типів рульового управління з різними типами підвіски з позицій підвищення стійкості як при прямолінійному русі, так і при русі по криволінійним траєкторіям.

РОЗДІЛ 4
МЕТОДИКА ТА ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1 ВИБОРОМ ПАРАМЕТРІВ ВЗАЄМОДІЇ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ ТА ПІДВІСКИ

4.1 Методика забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски

Стійкість компактного транспортного засобу залежить від параметрів його окремих елементів та загальних властивостей компактного транспортного засобу. Для скорочення циклу проведення випробувань дослідних прототипів та для забезпечення підвищення стійкості з самого початку проектування запропоновано керувати певним, невеликим набором параметрів.

Математичні моделі розділені на три етапи, в рамках яких параметри компактних транспортних засобів розбиті на групи та визначені в порядку пріоритету і за ступенем їх впливу на критерії стійкості. Це зроблено для того, щоб визначити параметри та оцінити їх вплив на стійкість. Параметри компактного транспортного засобу були вибрані на основі відомих публікацій і раціональності техніко-економічних витрат відносно існуючих компактних транспортних засобів.

Методика вибору параметрів взаємодії рульового управління та підвіски для підвищення стійкості компактного транспортного засобу складається з таких етапів:

1. Визначити вимогу до проекту КТЗ .

2. Визначити задані та незмінні вихідні дані КТЗ (повна маса, габарити, вантажопідйомність, V_{max}, силова установка, тощо).

3. Визначити змінні (варіативні) вихідні дані (рульове управління; підвіска і кузов) та коригувати їх параметри, зокрема такі як: положення центра мас, положення центра крену; тип рульового управління і ступінь впливу на підвіску.

4. Створити імітаційні моделі компактних транспортних засобів і включити в них перевірки на умову підвищення стійкості відповідно до вимог. У даному випадку, перевірка складається з трьох етапів:

Перший етап. Досліджується стійкість запропонованого проекту або вихідної моделі КТЗ на місці та на надмалих швидкостях. Обмеження по стійкості розраховуються, використовуючи 2D математичну модель КТЗ . Критерії стійкості для даного етапу вважаються досягнутими, коли КТЗ стабільний при критичному куті косогору $\beta_{крол} \geq 30° \sim 42°$.

Другий етап. Досліджується стійкість руху компактного транспортного засобу при рівномірному (V_{const}, R_{const}) круговому русі. Обмеження по стійкості розраховуються, використовуючи двомірні (2D) математичні моделі компактних транспортних засобів з п'ятьма різними варіантами крену їх підвіски при рівномірному круговому русі.

Третій етап. Перевірочне валідаційне дослідження застосовується для гарантії забезпечення стійкості вибраної моделі крену компактного транспортного засобу при русі в перехідних режимах, також його можна використовувати для порівняння стійкості модернізованої моделі КТЗ з вихідним варіантом.

Обмеження щодо стійкості розраховують після вибору типу підвіски і значення параметрів центру мас і крену, використовуючи тривимірні (3D) математичні моделі КТЗ з імітацією рульового впливу для розрахунку параметрів маневру під час випробування перехідних процесів «ривок керма».

Критерії стійкості було обрано згідно з найбільш інформаційним і простим методом для визначення стійкості КТЗ за аналогією для категорій М1. Крім того, обов'язково підібрати висоти центру мас і крену ($h_{kp,f}$ *і* $h_{kp,r}$) над кожною віссю, за яких спочатку виникає ковзання КТЗ і тільки потім перекидання ($V_{кр,оп} < V_{кр,ск}$).

На підставі отриманих результатів, проводяться перевірочні дослідження на стійкість для забезпечення досягнення необхідних критеріїв поперечної

стійкості, що дають змогу підтримувати достатній рівень безпеки під час руху під час перехідних процесів.

Завдяки розподілу параметрів компактних транспортних засобів за ступенем впливу на стійкість та за критеріями оцінки, а також коригуванню невеликої кількості цих параметрів, вдалося вирішити задачу підвищення стійкості шляхом послідовних ітерацій з чітким і аналітично зрозумілим результатом, що дозволило створити просту методику підвищення цього властивості.

Параметри компактних транспортних засобів, що впливають на показники стійкості, вибиралися на основі ступеня впливу, а також можливості внесення змін на етапі ескізного проектування або кінцевої доводки систем підвіски та рульового управління компактного транспортного засобу перед випуском у серію.

Такий підхід дозволив підвищити властивості стійкості та спроектувати стійкі та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

4.2 Застосування методики при моделюванні

Приклад створення стабільного КТЗ за допомогою моделювання (за запропонованою методикою)

• Перший етап

Досліджується стійкість запропонованого проекту або вихідної моделі компактного транспортного засобу на місці та на надмалих швидкостях.

Обмеження за стійкістю розраховуються, використовуючи 2D математичну модель КТЗ .

На основі цієї математичної моделі можна визначити критичну висоту центра мас (h_{gkp}), при якій КТЗ буде перебувати в стійкому положенні, виходячи з його ширини (B) та коефіцієнта поперечного зчеплення колеса з опорною поверхнею (μ) і критичного кута нахилу косогору ($\beta_{кроп}$). Водночас компактні транспортні засоби повинні забезпечувати такий рівень стійкості, як і звичайні транспортні засоби, при паркуванні на дорозі з косогором. Згідно з [10],

критичний кут нахилу косогору при початку перекидання $\beta_{kp,on}$ для звичайних ТС становить від 30 до 42 градусів.

Для КТЗ із використанням жорсткої підвіски або критичного кута крена ($\varphi_{xkp,on}$), наприклад, розглянули два варіанти на місці:

- для чотириколісного квадроцикла (наприклад: Yamaha Kodiak 450) з шириною колії: B =0,8 м:

$$l = B/2 = 0,8/2 = 0,4 \text{ , м}$$

і при μ = 0,8; $\beta_{кроп}$ = 30°, то критична висота центру тяжіння (h_{gkp}) не може бути більшою ніж, м:

$$h_{gkp} = \frac{\ell}{tan(\beta_{кроп})} = \frac{B/2}{tan(\beta_{кроп})} = \frac{0.8/2}{tan(30)} = 0.693$$

- для триколісного скутера форми зворотного трайка (наприклад: Yamaha Tricity 125) з шириною колії: B = 0,4 м і з колісною базою L = 1,310 м:

$$\ell = \ell_r * \sin\tau = \ell_r * \sin\left(\tan^{-1}\left(\frac{B}{2L}\right)\right) = 0,655 * \sin\left(\tan^{-1}\left(\frac{0,4}{2*1,310}\right)\right) = 0,099, \text{ м}$$

при μ = 0,8; $\beta_{кроп}$ = 30°, то критична висота центру тяжіння (h_{gkp}) не може бути більшою ніж

$$h_{gkp} = \frac{\ell}{tan(\beta_{кроп})} = \frac{0,099}{tan(30)} = 0.001$$

Якщо в результаті розрахунків математична модель показує, що 3-колісний або 4-колісний КТЗ має нестійке рівновагу на місці та на малих швидкостях через особливості підвіски, будується графік залежності жорсткості підвіски від швидкості КТЗ та від кута повороту рульового управління (рис. 4.1). Даний графік показує необхідне взаємодію жорсткості підвіски з рульовим управлінням

КТЗ залежно від швидкості для забезпечення мінімальної поперечної стійкості на малих швидкостях і на місці для 3- і 4-колісних КТЗ , які мають спочатку нестійке рівновагу на місці (наприклад, Yamaha Tricity).

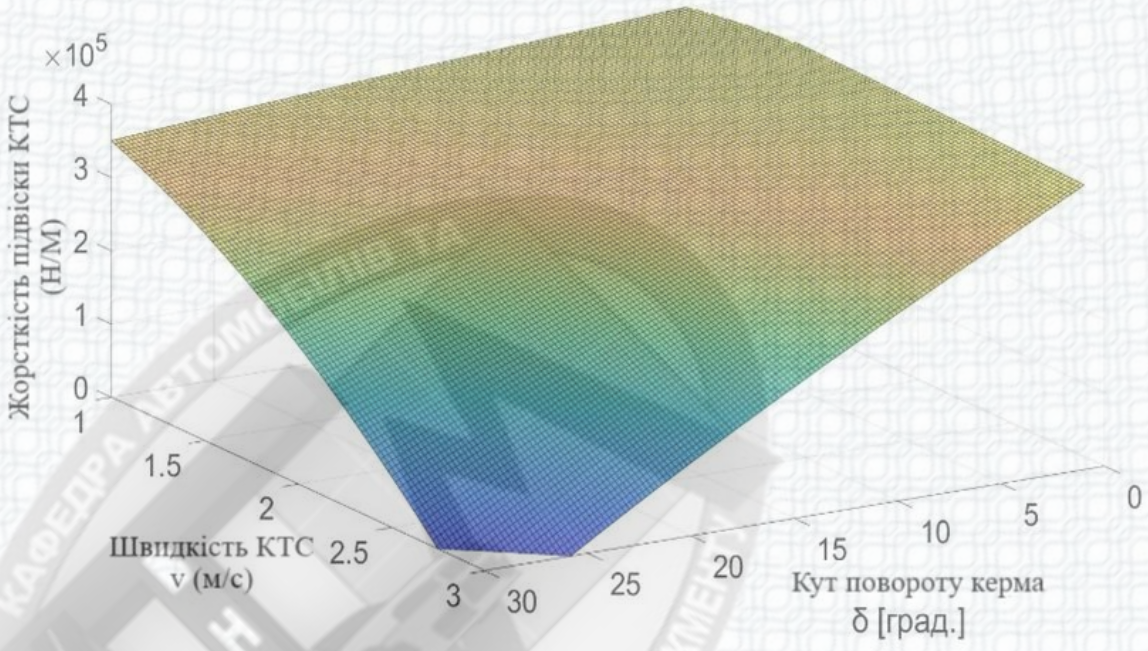


Рисунок 4.1 – Залежність бокової жорсткості підвіски Yamaha Tricity від швидкості та кута повороту руля

• Другий етап

Досліджується стійкість руху проектованого компактного транспортного засобу під час їзди в стійкому рівномірному криволінейному режимі.

Обмеження за стійкістю розраховуються, використовуючи двовимірні (2D) математичні моделі компактних транспортних засобів з п’ятьма різними варіантами крена їх підвіски під час рівномірного кругового руху.

Розглянуті граничні значення стійкості для всіх п’яти варіантів підвіски, і за ними підбираються висоти центру мас, при яких спочатку виникає ковзання КТЗ , а лише потім перекидання ($V_{кр,оп} < V_{кр,ск}$)).

Раніше для КТЗ з шириною колії 0,6 м у пункті 3.1.3 був наведений загальний приклад моделювання, дані показані в таблиці (3.1). При цьому можна сказати, що форма триколісного КТЗ у вигляді дельти (delta) симетрична

триколісному КТЗ у вигляді зворотного трайка (Tadpole). Основною різницею, як ми зазначили вище, є те, що для триколісного транспортного засобу (форма «delta» або «дельта») Після розрахунків отримані критичні значення висоти центру тобто не більше певного значення для кожного варіанту крена, при якому ковзання відбуватиметься раніше, ніж перекидання. На основі отриманих результатів, тобто після визначення параметрів центру мас ($h_{gck<on}$) і крену (h_{kp}), обирається тип підвіски (крену) та вносяться зміни в параметри КТЗ , що дозволяють зберігати достатній рівень його поперечної стійкості.

У кожному з 5 варіантів крену (типу підвіски) чітко визначається тип рульового управління.

1) Для першого варіанту підходить будь-який рульовий привід.

2) Для другого може використовуватися інерційний рульовий привід типу скейтборда, коли поворотом коліс керує водій нахилом корпусу.

3) Для пасивного крену можна використовувати класичний рульовий привід: якщо спереду одне колесо – мотоциклетний, якщо два – автомобільний з рульовою трапецією.

4) Для активного крену потрібно використовувати строгий зв’язок крену підвіски з кутом повороту руля (управляємого, управляємих коліс).

5) Для варіанту підвіски зі зміщенням потрібен спеціальний рульовий привід.

Наприклад, на рис. 4.2 представлений результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання під час криволінейного руху з постійною швидкістю чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 згідно з 2D моделлю з варіантом крену № 3 (з пасивним креном підресореної маси в бік дії бічної сили), який підтвердив, що для такого квадроцикла можна підібрати параметри висоти центру мас і висоти крену, які дозволять зберегти достатній рівень бокової стійкості під час криволінійного руху. Розрахунки показали, що для даного варіанту розглядаються граничні безпечні значення висоти центру мас зі значенням менше 0,593 м (див. рис. 4.2), при якому спочатку виникає

ковзання КТЗ , а лише потім перекидання. Такий підхід дозволяє проектувати стабільні та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

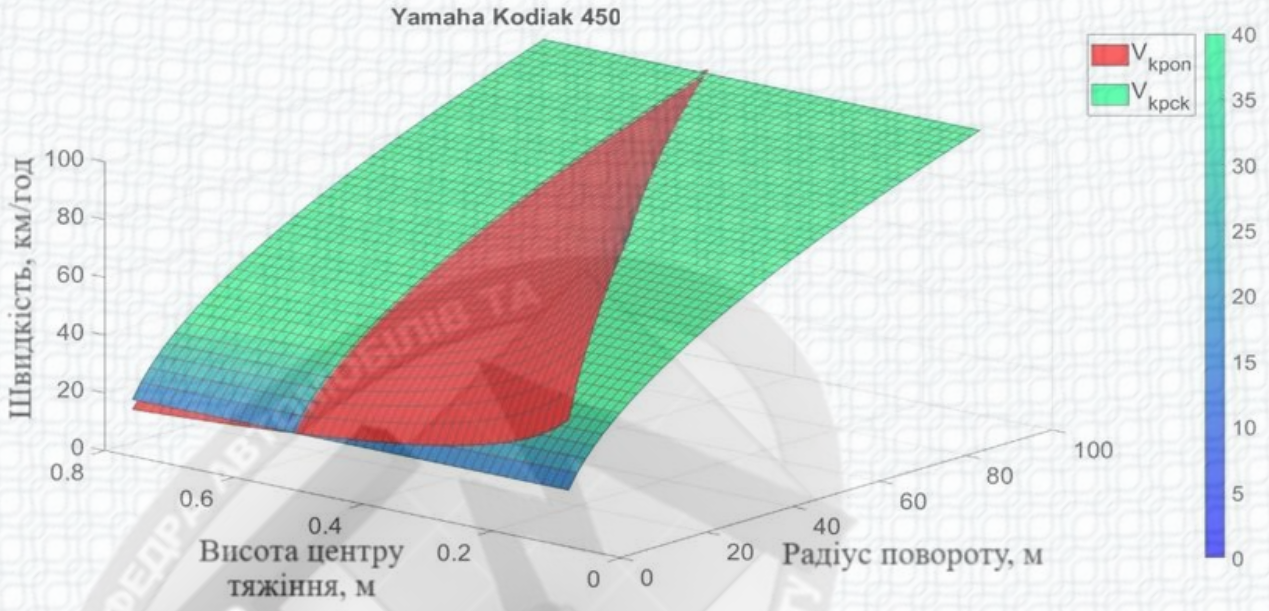


Рисунок 4.2 – Результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання в стійкому стані режиму руху чотириколісного квадроцикла

Початкова заводська висота центру мас квадроцикла (Yamaha Kodiak 450) становила 0,637 м, і вона не забезпечувала задану стійкість даного КТЗ .

Далі в таблиці 4.1 наведені розрахункові дані $V_{кр}$ проходження кола радіусом 20 м.

Таблиця 4.1 – Дані $V_{кр}$ проходження кола радіусом 20 м

Наведено дані $V_{кр}$ проходження кола радіусу 20 м			
Параметри КТЗ	Модифікація КТЗ		
Номер модифікації №	№1	№2	№3
Висота ЦТ, м	0,637	0,568	0,541
$V_{крск}$ – розрахункова критична швидкість ковзання, км/год	42,19	42,19	42,19
$V_{кроп}$ – розрахункова критична швидкість бокового перекидання, км/год	40,52	43,21	44,37

З таблиці 4.1 видно, що при зниженні центру мас квадроцикла (модифікації № 2 та 3) критична швидкість по ковзанню стає нижчою, ніж критична швидкість бічного перекидання.

Третій етап

У разі вибору типу крену, варіанти: 1, 2 або 3 (з другого етапу) далі здійснюється перевірка стійкості КТЗ у перехідному процесі через імітаційну модель.

Для розглянутого чотириколісного квадроцикла (Yamaha Kodiak 450) з підвіскою за варіантом №3 отримаємо параметри критичної швидкості (Vкр) для трьох варіантів висоти центру мас у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Данні Vкр при випробуванні перехідних процесів «ривок керма»

Наведено дані $V_{кр}$ проходження кола радіусу 20 м			
Параметри КТЗ	Модифікація КТЗ		
Номер модифікації №	№1	№2	№3
Висота ЦТ, м	0,637	0,568	0,541
$V_{крск}$ – розрахункова критична швидкість ковзання, км/год	27,96	27,96	27,96
$V_{кроп}$ – розрахункова критична швидкість бокового перекидання, км/год	24,81	26,11	27,27

З таблиці 4.2 видно, що при зниженні центру мас квадроцикла за модифікацією №3 критична швидкість ковзання стає нижчою, ніж критична швидкість бічного перекидання.

У випадку вибору варіантів 4 або 5 (з другого етапу) перевірка має здійснюватися через імітаційну модель.

За результатами математичного моделювання коригуються положення центру мас і висота крену КТЗ для забезпечення пріоритету початку ковзання перед перекиданням у перехідних процесах.

Результати випробувань

Раніше на рис. 4.2 було представлено результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання під час руху чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 по колу постійного радіуса з постійною швидкістю згідно з 2D моделлю з варіантом крену №3 (з пасивним креном підресореної маси в бік дії бічної сили). Розрахунки показали, що безпечною висотою центру мас є 0,593 м.

4.3 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Для проведення аудиту залучаємо 3-х незалежних експертів. Оцінювання комерційного потенціалу розробки здійснювалась за 12 критеріями, наведеними в табл. 4.3, результати проведеного оцінювання наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.3 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Бали (за 5-ти бальною шкалою)				
Критерій	1	2	3	4
	Технічна здійсненність концепції			
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція Перевірена на практиці
Ринкові переваги (недоліки):				
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку

Продовження таблиці 4.3

	0	1	2	3	4
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижча за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижча за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конку-ренттція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненість					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витрачати значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування відсутні	Потрібні не-значні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні знач-ні фінансові ресурси. Дже-рела фінансу-вання є.	Потрібні не-значні фінан-сові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування.
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріа-ли, що використо-вуються у військово-во-промисловому комплексі.	Потрібні дорогі матеріали.	Потрібні досяжні та дешеві матеріали.	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використо-вуються у виробництві.
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін оку-пності інвестицій більше 10 років	Термін реа-лізації ідеї від 3-5 років. Тер-мін окупності інвестицій більше 5 років.	Термін реа-лізації ідеї мен-ше 3 років. Термін окуп-ності інвес-тицій 3-5 років.	Термін реалізації ідеї менше 3 років. Термін окупності інвестицій менше 3 років.

Продовження таблиці 4.3

	0	1	2	3	4
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10 років	Термін реалізації ідеї від 3-5 років. Термін окупності інвестицій більше 5 років.	Термін реалізації ідеї менше 3 років. Термін окупності інвестицій 3-5 років.	Термін реалізації ідеї менше 3 років. Термін окупності інвестицій менше 3 років.
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу.	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту.	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту.

Результати оцінки комерційного потенціалу розробки занесені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Експертна оцінка комерційного потенціалу

Критерії	Експерт 1	Експерт 2	Експерт 3
	Бали виставлені експертами		
1	3	3	4
2	3	3	3
3	2	2	3
4	3	3	2
5	1	2	3
6	3	4	2
7	3	4	3
8	4	3	4
9	1	2	1
10	4	4	5
11	4	5	4
12	1	1	1
Сума балів	$СБ_1$	$СБ_2$	$СБ_3$
Середньоарифметична сума балів СБ	$СБ = \frac{\sum_{1}^{3} СБ_i}{3} = \frac{31+34+35}{3} = 33{,}3$		

Отже, рівень комерційного потенціалу розробки є вище середнього. Дана розробка є актуальною для сучасного суспільства. Розробка дає сприяє підвищенню безпеки використання КТЗ, що є актуальним для міст з великою щільністю населення та забудови, де є обмеження по місцях для паркування та ширині вулиць.

4.4 Висновки до розділу 4

1. Результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання під час криволінейного руху з постійною швидкістю чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 підтвердив, що для такого квадроцикла можна підібрати параметри висоти центру мас і висоти крену, які дозволять зберегти достатній рівень бокової стійкості під час криволінійного руху. Розрахунки показали, що для даного варіанту розглядаються граничні безпечні значення висоти центру мас зі значенням менше 0,593 м, при якому спочатку виникає ковзання КТЗ , а лише потім перекидання. Такий підхід дозволяє проектувати стабільні та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

2. Безпечною висотою центру мас під час руху чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 по колу постійного радіуса з постійною швидкістю є 0,593 м.

3. Проведена оцінка комерційного потенціалу розробки. Рівень комерційного потенціалу розробки є вище середнього. Дана розробка є актуальною для сучасного суспільства.

ВИСНОВКИ

1. Одноколійні транспортні засоби мають суттєві недоліки і є найнебезпечнішим видом транспорту. Один з перспективних способів, що дозволяє об'єднати переваги стійкості та безпеки у звичайних транспортних засобах, а також стійкість одноколійного транспорту на місці і під час руху, є використання компактних транспортних засобів. При всіх своїх позитивних якостях вони мають недоліки, головним з яких є: низька бічна стійкість через вузьку колію, що призводить до перекидання перед боковим ковзанням, що робить необхідним прикладати більше зусиль для збільшення безпеки цього типу транспорту.

2. Було запропонована класифікація сучасних компактних транспортних засобів та сформульовано критерії оцінки стійкості компактних транспортних засобів.

3. Створено математичну модель для попереднього прогнозування стійкості КТЗ на основі аналізу різних типів підвіски. Отримано залежності зміни критичних швидкостей від конструктивних параметрів компактного транспортного засобу. Отримано комплексну математичну модель, яка дозволяє оцінювати стійкість КТЗ у різних режимах руху, включаючи нерухомий стан.

4. Розроблено імітаційну математичну модель КТЗ, яка дозволяє моделювати та імітувати різні випробування КТЗ. Проведено дослідження стійкості КТЗ методом імітаційного моделювання.

5. Розроблено методику забезпечення стійкості КТЗ за рахунок вибору параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.

6. Результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання під час криволінійного руху з постійною швидкістю чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 підтвердив, що для такого квадроцикла можна підібрати параметри висоти центру мас і висоти крену, які дозволять зберегти

достатній рівень бокової стійкості під час криволінійного руху. Розрахунки показали, що для даного варіанту розглядаються граничні безпечні значення висоти центру мас зі значенням менше 0,593 м, при якому спочатку виникає ковзання КТЗ , а лише потім перекидання. Такий підхід дозволяє проектувати стабільні та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

7. Безпечною висотою центру мас під час руху чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 по колу постійного радіуса з постійною швидкістю є 0,593 м.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Галущак О.О. Аналіз розвитку транспортних засобів категорії В1 та систем керування нахилом кузова // О.О. Галущак, В. О. Навроцький/ Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2025)» – ВНТУ, 2024. – Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2025/paper/view/22861/18872

2. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для здобувачів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» [Електронний ресурс] / уклад.: В. В. Біліченко, С. В. Цимбал, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2024. – 90 с.

3. Motor Scooter Guide: официйний сайт [Електронний ресурс]. – Режим доступа: http://www.motorscooterguide.net/Honda/Gyro/Gyro.html (дата обращения: 07.10.2024).

4. Кашканов А. А., Грисюк О. Г., Гуменюк І. І. Безпека дорожнього руху: навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2017. 90 с.

5. Скрипа Є. Забезпечення безпеки дорожнього руху як складова частина забезпечення безпеки на автомобільному транспорті. Підприємство, господарство і право. 2019. № 3. С. 174–178.

6. Alipour, H. A modified integral sliding mode control to lateral stabilisation of 4- wheel independent drive electric vehicles / H. Alipour, M. B. B. Sharifian, and M. Sabahi // Vehicle System Dynamics. – December 2014. – Vol. 52, issue 12. – P. 1584–1606.

7. An integrated vehicle dynamic control strategy for three-wheeled vehicles / A. Goodarzi, A. Soltani, M. H. Shojaeefard, A. Khajepour // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. – Sept. 2015. – Vol. 229. – P. 225–244.

8. Bucchi, F. Stability analysis of a novel four-wheeled motorcycle in straight running/ F. Bucchi, F. Cerù, F. Frendo // Meccanica. – Sept. 2017. – Vol. 52. – P. 2603-2613.

9. Кашканов А. А., Пальчевський О. В. Проблеми функціонування транспортних систем великих міст України в сучасних умовах. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2022. №1(18). С. 97-102. DOI: 10.36910/automash.v1i18.764.

10. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія обслуговування : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2023. 227 с.

11. CARLA: An open urban driving simulator/ A. Dosovitskiy, G. Ros, F. Codevilla, A. Lopez, and V. Koltun, // Proc. of the 1st Annual Conference on Robot Learning. – 2017. – Vol. 2. – P. 1–16.

12. Claveau, F. Non-linear control of a Narrow Tilting Vehicle / F. Claveau, P. Chevrel, L. Mourad // IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (SMC). – San Diego, Oct. 2014. – Vol. 1. – P. 2488-2494.

13. C. Tan, Y. Huang, Y. Suda, A. Mizuno, M. Horiguchi // Journal of Mechanical Science and Technology. – July 2015. – Vol. 29. – P. 2705– 2711.

14. Corporation, T. M. Toyota global site | personal mobility | Toyota i-road. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.toyota-global.com/innovation/personal_mobility/i-road/index.html.

15. Design of a novel tilting electric four-wheeler / F. Bucchi, F. Frendo, D. Simic, O. Tanna, and M. Perterer // in Proceedings of International Motorcycle Conference, (Cologne). – Oct. 2016. – Vol. 1, issue 1. – P. 421-440.

16. Dynamic model of three wheeled Narrow Tilting Vehicle and optimal tilt controller design / H. Furuichi, J. Huang, T. Matsuno, T. Fukuda // in 2012 International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science (MHS). – Nov. 2012. – P. 331–336.

17. Статистичні дані по галузі автомобільного транспорту - Міністерство інфраструктури України. URL: https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html (дата звернення 05.11.2024).

18. Gaevskiy, V. V. Impact of Vehicles and Motorcycles on the Environment and" Smart City" as a way to Solve Transportation Problems of a Megapolis/ V. V. Gaevskiy, A. M. Ivanov, G. Sater // 2021 Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications. – IEEE, 2021. – P. 1-5.

19. Kim, S. Improving Stability of a Narrow Track Personal Vehicle using an Active Tilting System / S. Kim, J. McPhee, N. L. Azad // SAE Technical Paper. – 2014. – Issue 2014-01-0087. – P. 1-6.

20. Morita, L. Y. Steering and velocity tracking of a tilting three-wheeled vehicle using sliding mode control / L. Y. Morita, N. Roqueiro, and H. B. Silveira // in 2016 14th

21. International Workshop on Variable Structure Systems (VSS). – June 2016. – P. 322-327.

22. Tan, J. T. C. Steering Dynamics of Tilting Narrow Track Vehicle with Passive Front Wheel Design / J. T. C. Tan, H. Arakawa, Y. Suda // Journal of Physics: Conference Series. – Sept. 2016. – Vol. 744, issue 1. – P. 012218.

23. Tang, C. A novel integrated suspension tilting system for narrow urban vehicles /C. Tang, A. Goodarzi, A. Khajepour // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, p. 095440701773827, November 2018. – Vol. 232, issue 14. – P. 1970-1981.

24. Tang, C. A Reconfigurable Integrated Control for Narrow Tilting Vehicles / C. Tang, M. Ataei, A. Khajepour // IEEE Transactions on Vehicular Technology. – Jan. 2019. – Vol. 68. – P. 234-244.

25. Tang, C. Design and analysis of an integrated suspension tilting mechanism for narrow urban vehicles / C. Tang, L. He, and A. Khajepour // Mechanism and Machine Theory. – February 2018. – Vol. 120. – P. 225–238.

ДОДАТКИ

Додаток А (обов’язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ПОЛІПШЕННЯ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ КАТЕГОРІЇ В1 ВИБОРОМ ПАРАМЕТРІВ ВЗАЄМОДІЇ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ТА ПІДВІСКИ НА БАЗІ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ «ФАВОРИТ» МІСТО ВІННИЦЯ

(Назва магістерської кваліфікаційної роботи)

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра АТМ

ІЛЮСТРАТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДО МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Поліпшення стійкості транспортного засобу категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит» місто Вінниця

Керівник роботи к.т.н., доц. Галущак О.О.
Розробив студент гр. 1АТ-23м Навроцький В.О.

Вінниця ВНТУ 2024

Мета і завдання дослідження

Мета роботи – розробка методики забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 за рахунок вибору параметрів взаємодії рульового керування та підвіски на базі станції технічного обслуговування «Фаворит».

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- проаналізувати роботи у сфері керованості та стійкості транспортних засобів;
- проаналізувати методи випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1;
- особливості конструкції і параметрів руху транспортних засобів категорії В1;
- оцінка параметрів стійкості транспортних засобів при прямолінійному і криволінійному русі;
- виконати математичне моделювання руху транспортних засобів категорії В1;
- визначення параметрів стійкості транспортних засобів категорії В1 при рівномірному круговому русі;
- запропонувати методику забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.

Об’єкт дослідження – системи рульового керування та підвіски, системи забезпечення та підвищення стійкості, системи автоматичного керування креном транспортних засобів категорії В1.

Предмет дослідження – методика визначення параметрів взаємодії підвіски та рульового керування транспортних засобів категорії В1.

Новизна одержаних результатів.

- Розроблена імітаційна модель криволінійного руху транспортних засобів категорії В1 при перехідних процесах.
- Запропоновано методику забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 за рахунок вибору параметрів взаємодії кермового керування та підвіски.

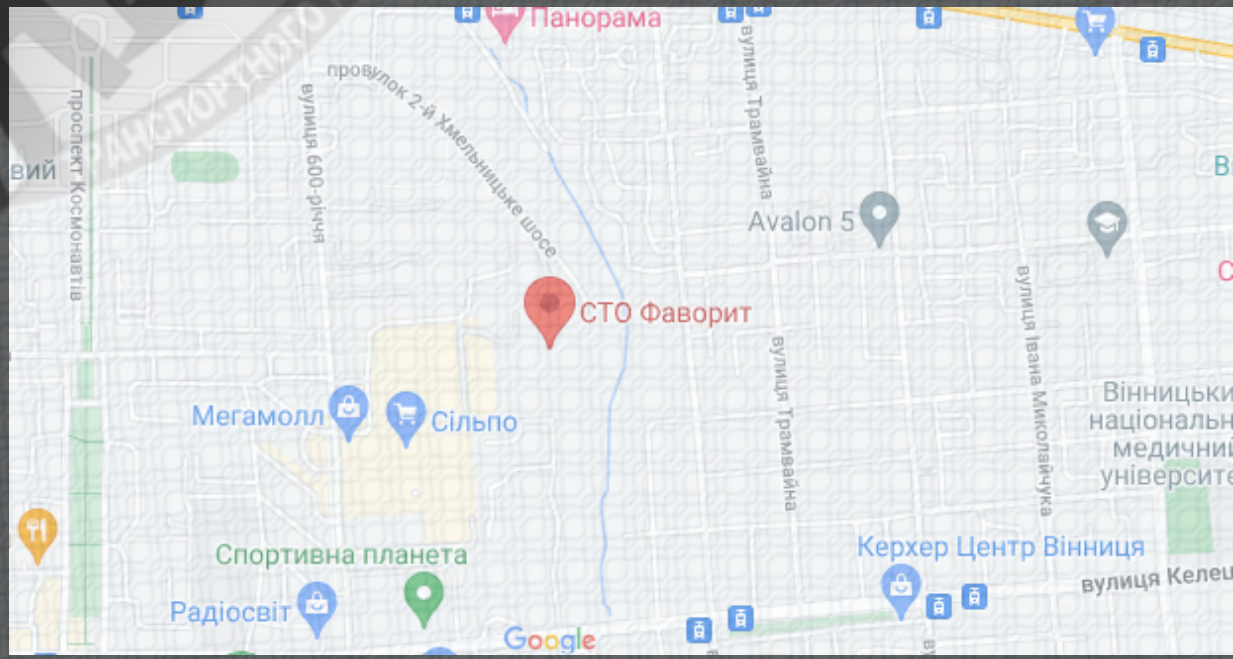
Характеристика станції технічного обслуговування «Фаворит»



Приватне підприємство "БІЗНЕС ГРУПА ФАВОРИТ", було зареєстровано 11.01.2011.

Основний вид діяльності – Технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів

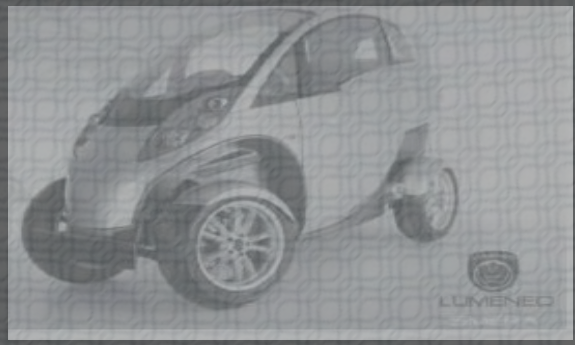
Станція технічного обслуговування розташована в м. Вінниця, вул. Келецька, 54-е



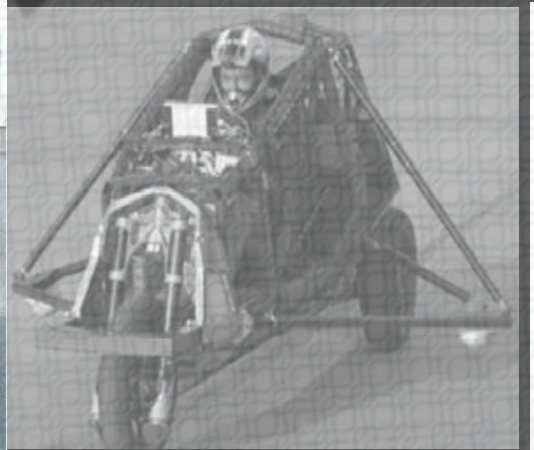
Аналіз робіт у сфері керованості та стійкості транспортних засобів категорії В1



1. Проект "Honda Gyro" (1982);
2. Каліфорнійський університет у Девісі (University of California Davis (UCDavis)) (1992-1998);
3. Делфтський технологічний університет (TU Delft) (1997-2004);
4. Університет Міннесоти (University of Minnesota) (2003 – 2010);
5. Проект 'Clever', у Батському університеті (Clever project, Bath University) (2005 - 2014);
6. Тайванський національний університет Цзяо Дун (National Chiao Tung University of Taiwan) (2008-2010 р.);
7. Віденський технологічний університет (ВТУ) (TU Wien) (2011 р.);
8. Федеральний університет Санта-Катаріни (Federal University of Santa Catarina) (2007-2016);
9. Нагойський університет, Японія (Nagoya University) (2012-2014).
10. Нантська національна гірнича школа (Ecole des Mines de Nantes) (з 2011);
11. Токійський університет (University of Tokyo) (з 2015);
12. Університет Ватерлоо (University of Waterloo) (з 2014);
13. Проект «Resolve project» (з 2016);
14. Університет Пізи (Динамічний аналіз) (University of Pisa) (з 2016);
15. Університет Уорвік (аналіз управління) (University of Warwick) (з 2018).











Аналіз методів випробувань стійкості транспортного засобу категорії В1

Характеристики транспортних засобів, які впливають на його поведінку під час проходження повороту:

1. **Керованість автомобіля**
2. **Стійкість автомобіля**

Перехідні випробування:

1. **Випробування перекидання на місці з використанням нахильного стенду для визначення коефіцієнта статичної стійкості.**

2. **Випробування під час проходження поворотів у стійкому стані, які включають заїзди на площадку для заносу**

Типовими випробуваннями по стійкості є:

- **Рух по траєкторії з постійним радіусом для різних лінійних швидкостей;**
- **Постійна лінійна швидкість для різних радіусів повороту;**
- **Поворот з постійним кутом повороту рульового колеса в сторону повороту під час проходження поворотів, а потім плавне збільшення натискання педалі акселератора або натискання педалі гальма.**

3. **Випробування «Ривок рульового управління – Step Steer», під час якого можна виміряти наступні перехідні параметри:**

- **Відгук кривизни;**
- **Відгук швидкості бічного руху;**
- **Демпфування бічного руху;**
- **Відгук бічного прискорення.**

4. **Маневри бокового ухилення від перешкод**

- **Лосиний тест,;**
- **Випробування «переставка»;**
- **Випробування маневра «Риболовний гачок»;**
- **Зусилля рульового управління під час ухильних маневрів.**

5. **Випробування на керованість:**

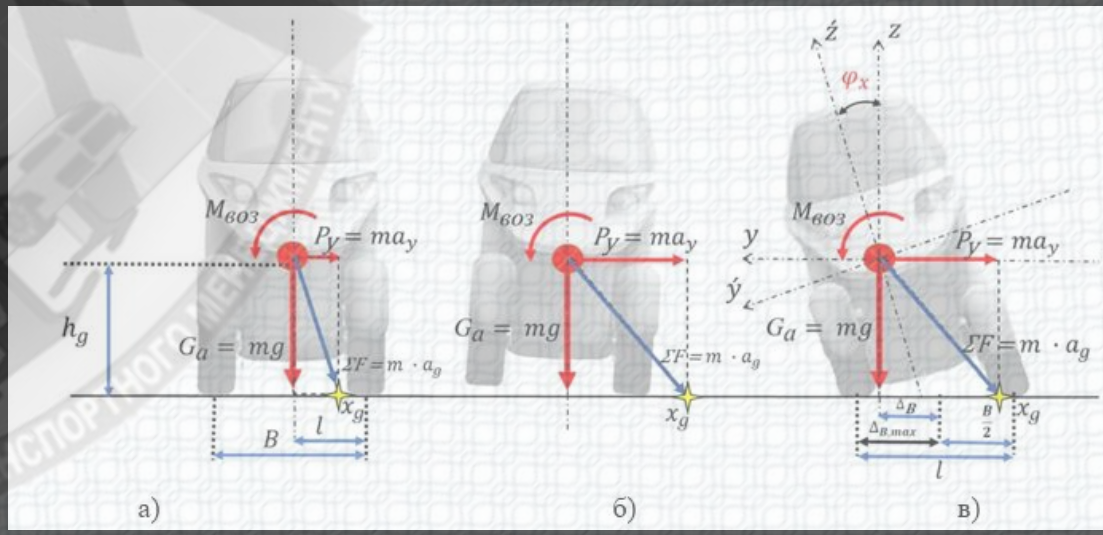
- **Випробування «змійка», тобто слалом між конусами;**

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І ПАРАМЕТРІВ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ В1

Аналіз раціональних характеристик транспортних засобів категорії В1

1. Ширина КТЗ
2. Довжина КТЗ
3. Висота КТЗ
4. Маса КТЗ
5. Витрата пального КТЗ
6. Швидкість КТЗ
7. Безпека і комфорт КТЗ

Положення КТЗ при криволінійному русі



а) при виникненні невеликої бічної сили;
б) при значних значеннях бічної сили;
в) при нахилі в сторону повороту при значних значеннях бічної сили

Класифікація транспортних засобів категорії В1

1. За зовнішнім виглядом і механізмами нахилу та приводами;
2. За способами підвищення стійкості;
3. За системами контролю крену.

Механізми нахилу та приводи компактних транспортних засобів

Механізми часткового нахилу



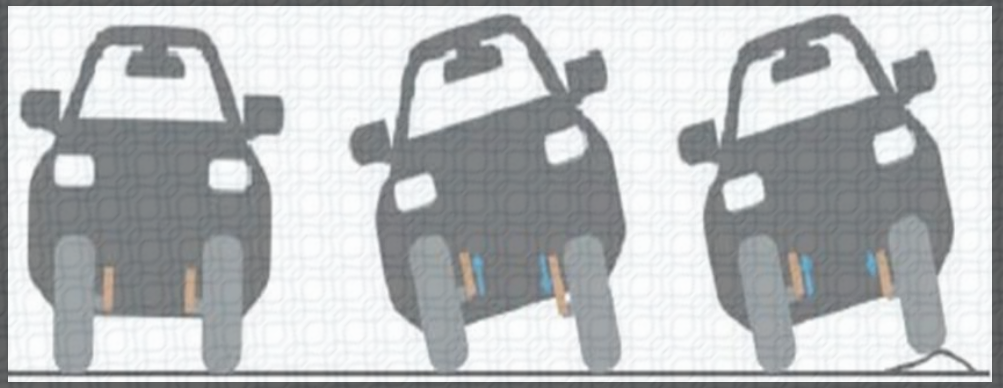
Механізми повного нахилу:

за допомогою механізмів паралелограма

в площині нахилу транспортного засобу



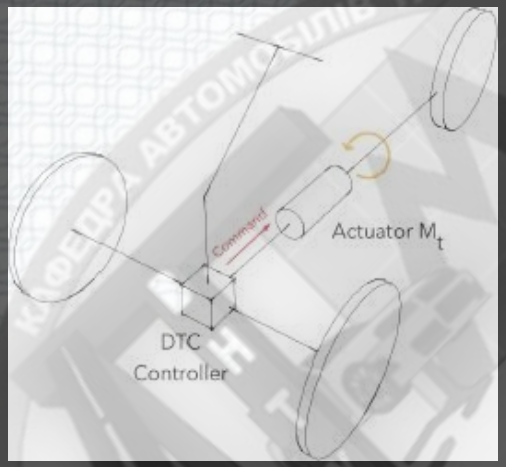
з посиленням вертикальних переміщень коліс

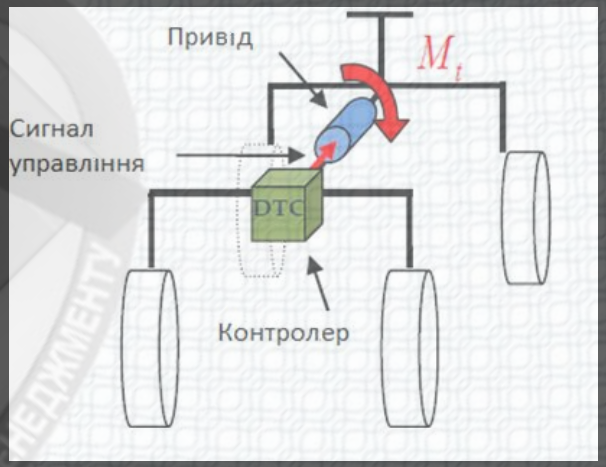


Системи контролю крену.

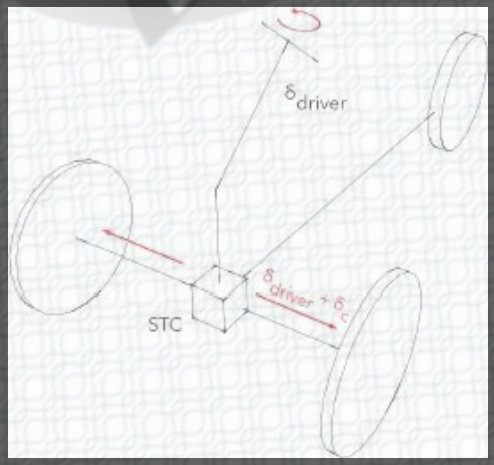
Існує два принципово різних типи систем для контролю і управління нахилом

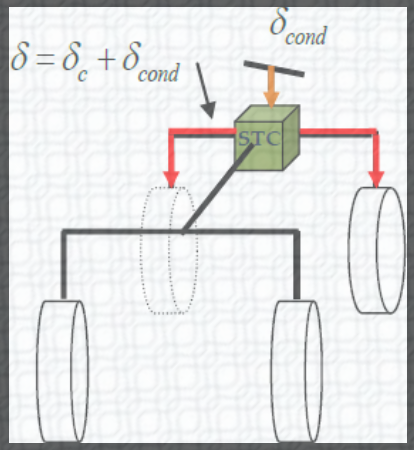
Система безпосереднього контролю нахилом (Direct Tilt Control – DTC)



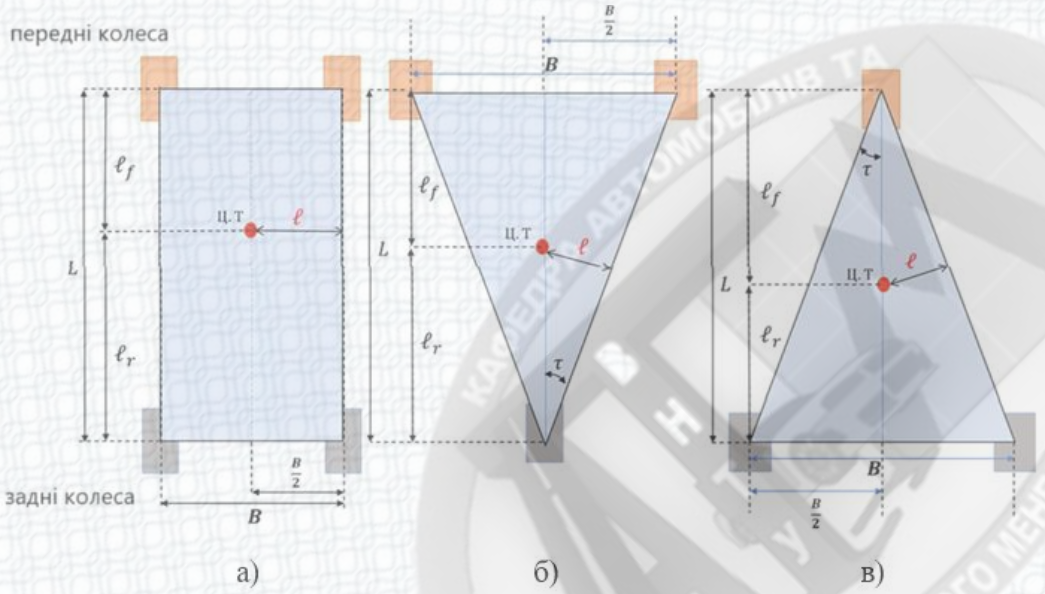


Система контролю нахилу за допомогою системи рульового управління (Steering Tilt Control – STC)





Плече перекидання



для чотириколісного (*а*): $\ell = \frac{B}{2}$

для трьохколісного - форми зворотного трайка (*б*):

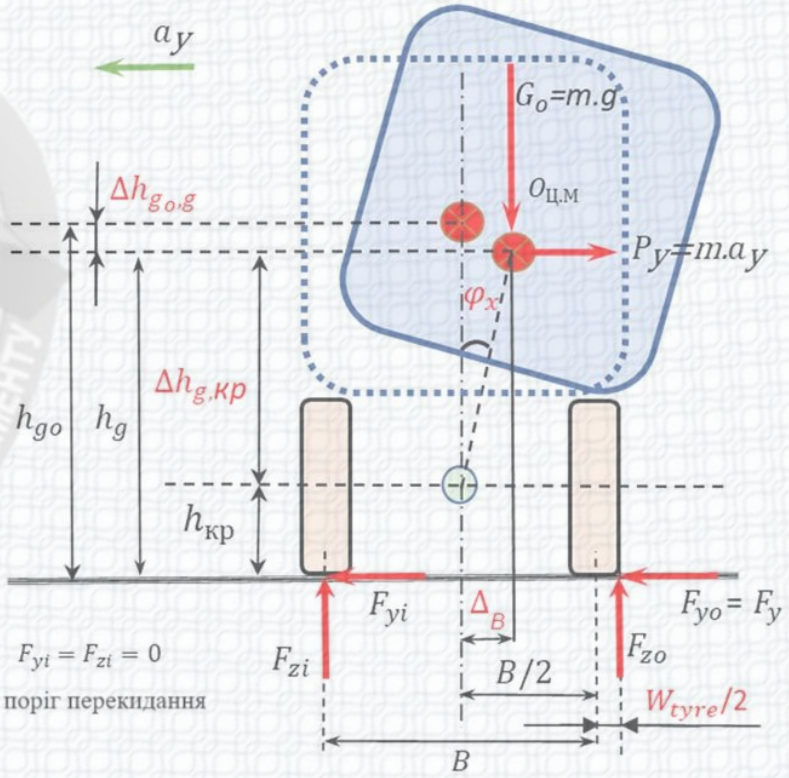
$$l = l_r \cdot \sin\tau$$

для трьохколісного - форми «дельта» (в.):

$$l = l_f \cdot \sin\tau$$

$$\tau = \tan^{-1}\left(\frac{B}{2L}\right)$$

Параметри стійкості транспортних засобів категорії В1 при рівномірному круговому русі



Умова початку перекидання

$F_y(h_{go} - \Delta h_{go,g}) = G_o(B - \Delta_B)$

Критична швидкість для перекидання

$$V_{крп} = \sqrt{g\,R\,\frac{(\ell - \Delta h_{go,кр}\sin\varphi_x)}{(h_{KP} + \Delta h_{go,кр}\cos\varphi_x)}}$$

Методика забезпечення стійкості транспортних засобів категорії В1 вибором параметрів взаємодії рульового управління та підвіски

Методика складається з таких етапів:

1. Визначити вимогу до проекту компактних транспортних засобів .
2. Визначити задані та незмінні вихідні дані компактних транспортних засобів .
3. Визначити змінні вихідні дані та коригувати їх параметри.
4. Створити імітаційні моделі компактних транспортних засобів і включити в них перевірки на умову підвищення стійкості відповідно до вимог.

У кожному з 5 варіантів крену (типу підвіски) чітко визначається тип рульового управління.

1) Для першого варіанту (слайд 9) підходить будь-який рульовий привід.

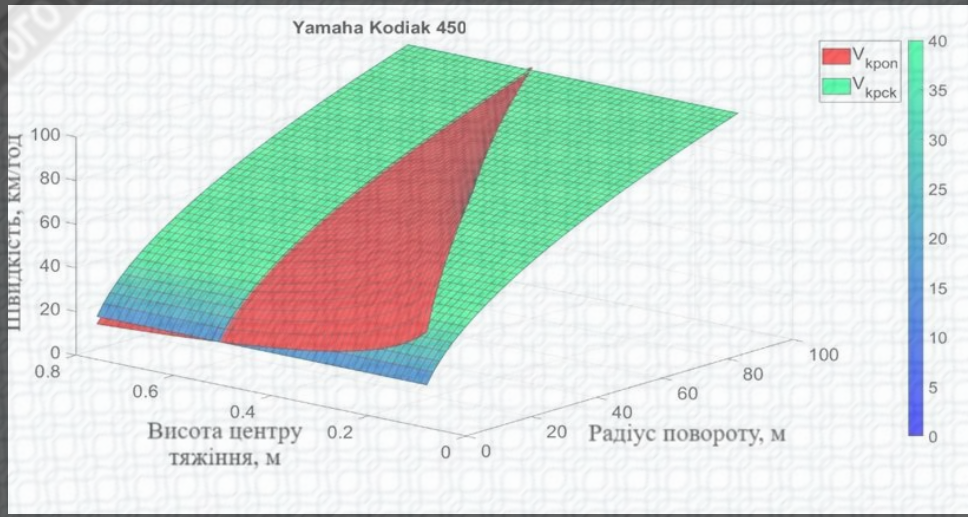
2) Для другого (слайд 9) може використовуватися інерційний рульовий привід типу скейтборда, коли поворотом коліс керує водій нахилом корпусу.

3) Для пасивного крену можна використовувати класичний рульовий привід: якщо спереду одне колесо – як в мотоцикла, якщо два – автомобільний з рульовою трапецією.

4) Для активного крену потрібно використовувати строгий зв’язок крену підвіски з кутом повороту керма.

5) Для варіанту підвіски зі зміщенням потрібен спеціальний рульовий привід.

Результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання в стійкому стані режиму руху чотириколісного квадроцикла



ВИСНОВКИ

1. Одноколійні транспортні засоби мають суттєві недоліки і є найнебезпечнішим видом транспорту. Один з перспективних способів, що дозволяє об'єднати переваги стійкості та безпеки у звичайних транспортних засобах, а також стійкість одноколійного транспорту на місці і під час руху, є використання компактних транспортних засобів. При всіх своїх позитивних якостях вони мають недоліки, головним з яких є: низька бічна стійкість через вузьку колію, що призводить до перекидання перед боковим ковзанням, що робить необхідним прикладати більше зусиль для збільшення безпеки цього типу транспорту.

2. Було запропонована класифікація сучасних компактних транспортних засобів та сформульовано критерії оцінки стійкості компактних транспортних засобів.

3. Створено математичну модель для попереднього прогнозування стійкості КТЗ на основі аналізу різних типів підвіски. Отримано залежності зміни критичних швидкостей від конструктивних параметрів компактного транспортного засобу. Отримано комплексну математичну модель, яка дозволяє оцінювати стійкість КТЗ у різних режимах руху, включаючи нерухомий стан.

4. Розроблено імітаційну математичну модель КТЗ, яка дозволяє моделювати та імітувати різні випробування КТЗ. Проведено дослідження стійкості КТЗ методом імітаційного моделювання.

5. Розроблено методику забезпечення стійкості КТЗ за рахунок вибору параметрів взаємодії рульового управління та підвіски.

6. Результат розрахунку критичних швидкостей ковзання та перекидання під час криволінійного руху з постійною швидкістю чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 підтвердив, що для такого квадроцикла можна підібрати параметри висоти центру мас і висоти крену, які дозволять зберегти достатній рівень бокової стійкості під час криволінійного руху. Розрахунки показали, що для даного варіанту розглядаються граничні безпечні значення висоти центру мас зі значенням менше 0,593 м, при якому спочатку виникає ковзання КТЗ , а лише потім перекидання. Такий підхід дозволяє проектувати стабільні та безпечні КТЗ , оснащені кузовом.

7. Безпечною висотою центру мас під час руху чотириколісного квадроцикла Yamaha Kodiak 450 по колу постійного радіуса з постійною швидкістю є 0,593 м.

Додаток Б (обов’язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ