

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
Навчально-науковий інститут прикладного системного аналізу  
Кафедра системного проектування**

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Вадим МУХІН

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

**Дипломна робота**  
на здобуття ступеня бакалавра  
за освітньо-професійною програмою  
“Інтелектуальні сервіс-орієнтовані розподілені обчислювання”  
зі спеціальності 122 "Комп'ютерні науки"  
на тему: «Комп'ютерне моделювання активної підвіски автомобіля»

Виконав:

студент ІV курсу, групи ДА-82

Семенченко Володимир Володимирович

Керівник:

доцент, к.т.н., с.н.с.

Чкалов О.В

Консультант з економічного розділу:

доцент, к.е.н.

Рощина Н. В. \_\_\_\_\_

Рецензент:

к.т.н., доцент

Фіногенов О.Д

Засвідчую, що у цій дипломній роботі  
немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Навчально-науковий інститут прикладного системного аналізу**  
**Кафедра системного проектування**

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 122 "Комп'ютерні науки"

Освітньо-професійна програма – "Інтелектуальні сервіс-орієнтовані розподілені обчислювання"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Вадим МУХІН

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ**

**на дипломну роботу студенту**

**Семенченко Володимир Володимирович**

1. Тема роботи «Комп'ютерне моделювання активної підвіски автомобіля», керівник роботи Олексій Валерійович Чкалов, к.т.н, доцент, затверджені наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін подання студентом роботи – 10 червня 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи

Наукові публікації з описом теоретичної частини. Існуючі моделі підвіски автомобіля. Мова програмування MATLAB, графічне середовище Simulink.

4. Зміст роботи

1. Ознайомитись з проблемою активної підвіски автомобіля
2. Дослідити існуючі методи та підходи для моделювання активної підвіски автомобіля
3. Запропонувати та розробити моделювання активної підвіски автомобіля
4. Проаналізувати отримані результати

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням плакатів, презентацій тощо)

1. Презентація до захисту роботи.

6. Консультанти розділів роботи<sup>1\*</sup>

| Розділ      | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|-------------|---|----------------|------------------|
|             |   | завдання видав | завдання прийняв |
| Економічний | Рощина Н.В. професор, д.е.н               |                |                  |

7. Дата видачі завдання 01.02.2022 р.

#### Календарний план

| № з/п | Назва етапів виконання дипломної роботи  | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--|--------------------------------|----------|
| 1     | Ознайомитись з проблемою активної підвіски автомобіля                            | 01.02.2022                     |          |
| 2     | Дослідити існуючі методи та підходи для моделювання активної підвіски автомобіля | 02.05.2022                     |          |
| 3     | Запропонувати та розробити моделювання активної підвіски автомобіля              | 09.05.2022                     |          |
| 4     | Проаналізувати отримані результати   | 23.05.2022                     |          |
| 5     | Підсумування висновків   | 30.05.2022                     |          |
|       |  |                                |          |
|       |  |                                |          |
|       |  |                                |          |

Студент

Семенченко.В.В.

Керівник

Чкалов.О.В

<sup>1\*</sup> Якщо визначені консультанти. Консультантом не може бути зазначено керівника дипломної роботи.

## АНОТАЦІЯ

В автомобілі система підвіски має на меті задовольнити контрастні вимоги як комфорту, так і керованості, ізолюючи пасажирів від вібрацій автомобіля та забезпечуючи постійний контакт шин із дорогою, відповідно. Однією з головних переваг активної підвіски є надання можливості керувати компромісом між зниженням вертикального прискорення та використанням ходу підвіски шляхом вибору відповідної стратегії керування.

Метою даної роботи є розглядання та створення базової моделі керування автомобільною активною пневматичною системою, що відповідає основним характеристикам керування та комфорту. Моделювання розробленої моделі виконується в середовищі MATLAB-Simulink.

## ABSTRACT

In the car, the suspension system aims to meet the contrasting requirements of both comfort and handling, isolating passengers from the vibrations of the car and ensuring constant contact of tires with the road, respectively. One of the main advantages of an active suspension is the ability to manage the trade-off between reducing vertical acceleration and using the suspension stroke by choosing the appropriate control strategy.

The purpose of this work is to consider and create a basic model of control of the active car pneumatic system that meets the basic characteristics of control and comfort. The simulation of the developed model performed in the MATLAB-Simulink environment.

|  |    |
|--|----|
| ВСТУП .....  | 7  |
| Розділ 1. Передісторія та стан мистецтва .....                 | 8  |
| 1.1 Вимоги до підвіски транспортного засобу .....              | 8  |
| 1.1.1 Комфорт їзди .....                                       | 8  |
| 1.1.2 Керування транспортним засобом .....                     | 10 |
| 1.1.3 Компромiс у виготовленні підвіски .....                  | 12 |
| 1.2 Типи підвіски .....  | 13 |
| 1.2.1 Пасивні системи .....                                    | 13 |
| 1.2.2 Напiвактивні системи .....                               | 15 |
| 1.2.3 Активні системи .....                                    | 17 |
| 1.3 Активні пневматичні підвіски .....                         | 19 |
| 1.3.1 Пневматична пружина .....                                | 20 |
| Розділ 2. Моделювання системи .....                            | 23 |
| 2.1 Огляд системи .....  | 23 |
| 2.2 Модель автомобіля .....                                    | 24 |
| 2.3 Модель приводу .....                                       | 26 |
| 2.4 Пневматичний клапан .....                                  | 31 |
| Розділ 3. Алгоритм керування .....                             | 36 |
| 3.1 Основи бекстепінгу .....                                   | 36 |
| 3.2 Принцип роботи .....                                       | 38 |
| 3.2.1 Управління компромісами .....                            | 38 |
| 3.2.2 Адаптація до дорожніх умов .....                         | 40 |
| 3.3 Правила контролю .....                                     | 43 |
| Розділ 4 Моделювання та результати .....                       | 46 |
| 4.1 Тест 1: Поведінка кузова автомобіля .....                  | 46 |
| 4.1.1 Опис поведінки кренів .....                              | 46 |
| 4.1.2 Налаштування тесту .....                                 | 47 |
| 4.1.3 Результати та порівняння .....                           | 49 |
| 4.2 Тест 2: Профіль дороги з одним вибоїною .....              | 51 |
| 4.2.1 Налаштування тесту .....                                 | 51 |
| 4.2.2 Результати випробувань .....                             | 52 |
| 4.3 Тест 3: Пристосованість до дороги та вищі нерівності ..... | 55 |

|   |           |
|---|-----------|
| 4.3.1 Налаштування тесту.....   | 55        |
| 4.3.2 Результати тесту та обговорення .....                                   | 56        |
| <b>Розділ 5. ФУНКЦІОНАЛЬНО-ВАРТІСНИЙ АНАЛІЗ ПРОГРАМНОГО<br/>ПРОДУКТУ.....</b> | <b>62</b> |
| 5.1 Постановка задачі техніко-економічного аналізу.....                       | 63        |
| 5.1.1 Обґрунтування функцій програмного продукту .....                        | 63        |
| 5.1.2 Варіанти реалізації основних функцій.....                               | 64        |
| 5.2 Обґрунтування системи параметрів програмного продукту .....               | 67        |
| 5.2.1 Опис параметрів .....   | 67        |
| 5.2.2 Кількісна оцінка параметрів.....  | 68        |
| 5.3 Аналіз рівня якості варіантів реалізації функцій .....                    | 73        |
| 5.4 Економічний аналіз варіантів розробки програмного продукту .....          | 75        |
| 5.5 Висновки .....  | 79        |
| Висновки .....  | 80        |
| СПИСОК ДЖЕРЕЛ .....   | 83        |

## ВСТУП

Нині, щоб задовольнити вимоги ринку, також недорогий автомобіль оснащуються пристроями, які в минулому були прерогативою високого класу автомобілів. Метою цієї тенденції є забезпечення менш дорогих автомобілів технологічними функціями, які можуть підвищити комфортні характеристики. Прикладом цих особливостей є системи активної підвіски. Підвіски відіграють основну роль в автомобілі, оскільки вони можуть забезпечити ізоляцію від вібрацій на дорозі, роблячи подорож приємною для пасажирів, а також забезпечуючи безпеку. Зокрема, активні підвіски являють собою великий крок вперед у порівнянні з традиційними рішеннями. Використовуючи дані, що надходять від датчиків і приладів автомобіля, вони можуть задовольнити потреби водія, які під час подорожі можуть постійно змінюватися між комфортом і керуваністю.

Дотримуючись цієї ідеї, використання системи активної підвіски в міському автомобілі може значно підвищити комфорт пасажирів, оскільки він може впоратися з деякими ситуаціями, типовими для міського сценарію. Для реалізації цієї активної системи екологічно чистим і дешевим рішенням є пневматичні приводи, прикладом яких є пневматичні пружини.

Метою цієї роботи є створення базової моделі керування автомобільною активною пневматичною системою пневматичних пружин, щоб досягти оптимального компромісу між керуванням і комфортом. Розроблена модель задумана для міського автомобіля в поворотах і вибоїнах. Зокрема, спроектована активна підвіска повинна компенсувати збурення, викликане бічним перенесенням навантаження, і порушення на дорозі.

# Розділ 1. Передісторія та стан технологій

## 1.1 Вимоги до підвіски транспортного засобу

Система підвіски в автомобілі спрямована на виконання вимог як комфорту для пасажирів, так і керованості на дорозі для водія. Однак ці два аспекти в цілому характеризують те, що система підвіски повинна забезпечувати водієві та транспортному засобу. Отже, їх необхідно перевести у фізичні величини, які можна спостерігати, щоб оцінити характеристики підвіски.

У цьому розділі будуть детально визначені поняття комфорту та керованості на дорозі, а також буде обговорено компроміс між ними.

### 1.1.1 Комфорт їзди

У автомобільній галузі комфорт їзди можна назвати як здатність системи підвіски транспортного засобу ізолювати пасажирів і корисне навантаження від вібрацій, викликаних нерівністю профілю дороги. Ця можливість дуже актуальна, оскільки, крім впливу на якість подорожі, було доведено, що надмірні вібрації впливають і на здоров'я людини.

Результати цих досліджень привели до ідентифікації в стандарті ISO 2631 межі вібрацій, які людина може зазнати в часі. Цю вимогу необхідно перевести у фізичну величину, яку можна виміряти або спостерігати, щоб можна було оцінити продуктивність системи. Приклад показано на малюнку (2.1).

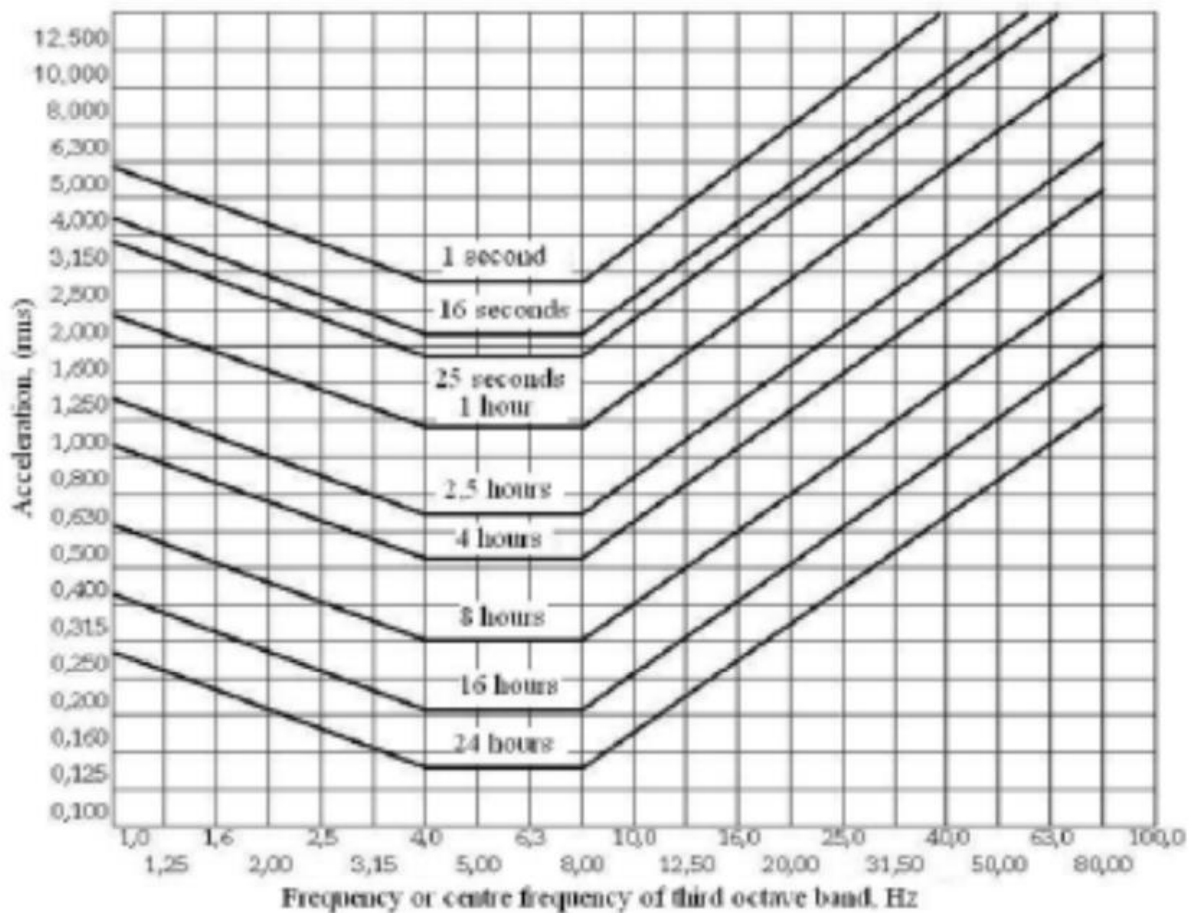


Рисунок 1.1: Критерії впливу вертикальної вібрації (ISO 2631)

Як зазначено вище, ця кількість також повинна бути контрольованою, щоб відповідні стратегії контролю були прийняті в разі прийняття активного рішення. Точніше, вертикальне прискорення кузова автомобіля є обраною величиною, пов'язаною з цим аспектом, що є ефективним фактором, який відчувають водій і пасажери всередині автомобіля.

Для забезпечення кращого комфорту вертикальне прискорення має бути мінімізовано, а коливання мають бути сильно послаблені: це означає, що підвіска може сильно стискатися та подовжуватися, використовуючи велику кількість ходу підвіски, що представляє відносне переміщення між підресореною та не підресореною масою. Ця ситуація, однак, небезпечна, оскільки при великих значеннях підвіски пересування є ймовірність досягнення його верхньої або нижньої межі, що спричинить надмірний знос компонентів та можливі пошкодження.

Як наслідок, для підвищення комфорту система підвіски повинна демонструвати більш м'яку та гнучку поведінку, що також можна інтерпретувати як вимогу до високої ефективності амортизації, щоб зменшити значення вертикального прискорення [7]. Більш жорстка поведінка призведе до протилежної ситуації.

### 1.1.2 Керування транспортним засобом

Визначення керування дається як «взаємодія між трьома основними факторами, а саме водієм, транспортним засобом та навколишнім середовищем, під час транспортування транспортного засобу». Інше ефективне визначення керованості транспортним засобом визначається як «реагування транспортного засобу на дії водія, або взагалі, як простота керування».

Отже, його можна інтерпретувати як здатність транспортного засобу правильно реагувати на поведінку, яку намагається нав'язати водій, також у критичних умовах водіння. Щоб досягти мети визначення фізичної величини, яка пов'язує керованість із системою підвіски, слід враховувати, що засобом, за допомогою якого транспортний засіб взаємодіє з дорогою, дозволяючи такі дії, як керування та прискорення, є колесо.

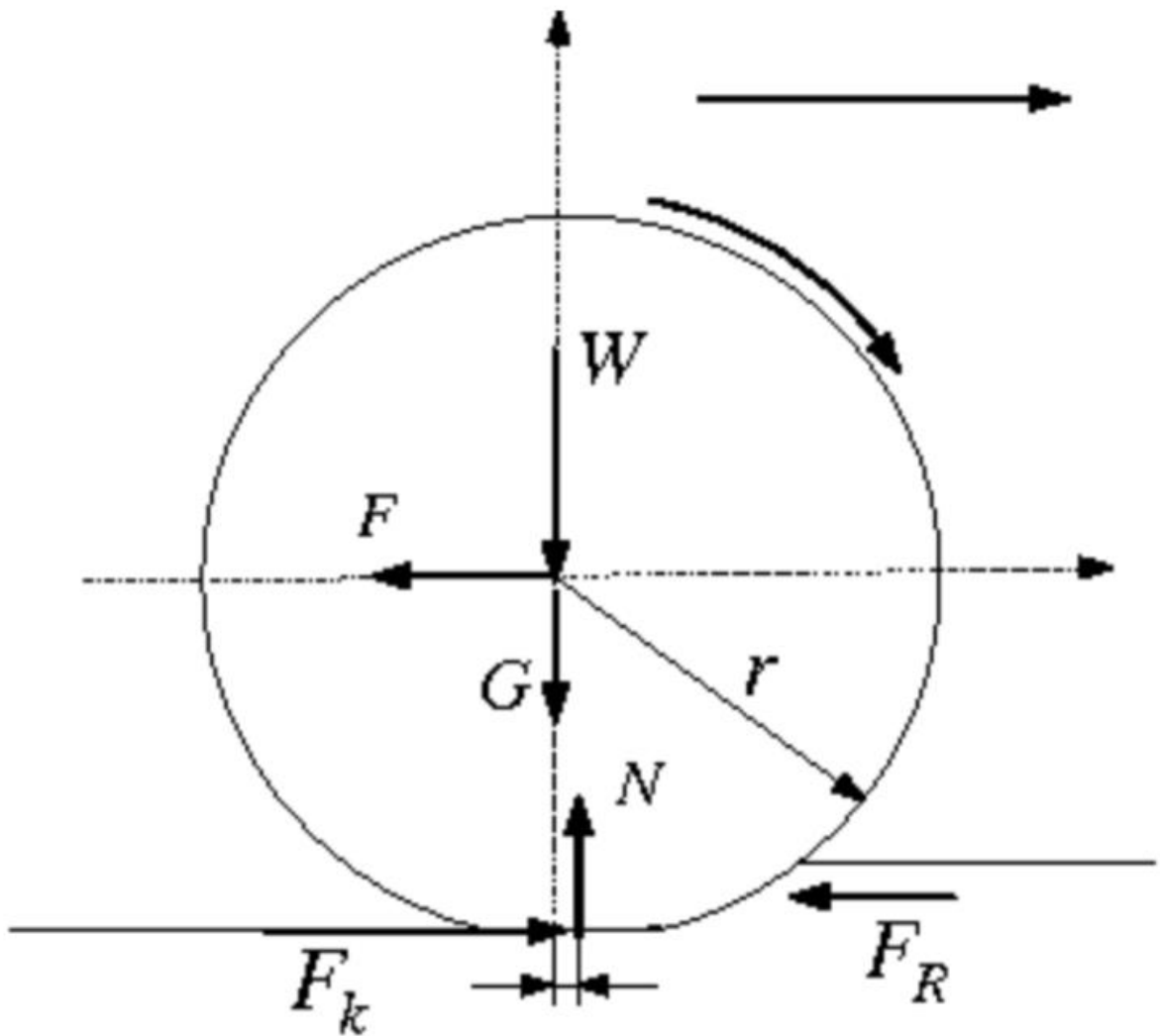


Рис 1.2: Взаємодія колеса з землею

Зокрема, водій впливає на приводи автомобіля, і, як наслідок, змінюються сили, що обмінюються відповідно до плями контакту шини, що дозволяє регулювати поведінку автомобіля під час руху. З цієї точки зору, величиною, яка вибирається для обліку вантажопідйомності, є хід підвіски. Завдяки своєму відхиленню система підвіски здатна гарантувати безперервний контакт колеса з землею, необхідний для керування транспортним засобом.

Мінімізація зміщення між підресореною і непідресореною масою, що забезпечує більш жорстку поведінку системи підвіски, запобігає втраті

контакту шини з дорогою і забезпечить підвищену керованість на дорозі, підвищуючи безпеку. З іншого боку, введення низької демпферної поведінки призведе до більшого вертикального прискорення автомобіля і, як наслідок, до дискомфорту для пасажирів.

### 1.1.3 Компроміс у виготовленні підвіски

Як показано у двох попередніх підрозділах, очевидно, що дві основні цілі системи підвіски є контрастними: з одного боку потрібен комфорт, щоб уникнути побічних ефектів на здоров'я пасажирів, а також зробити подорож приємною. З іншого боку, керованість є обов'язковою вимогою для гарантії безпеки та стабільності як для автомобіля, так і для пасажирів.

Першому потрібна підвіска, щоб демонструвати м'яку поведінку з високими характеристиками амортизації, тоді як друга вимагає, щоб система була жорсткою та з низьким амортизацією, щоб зменшити зміщення між підресореною і непідресореною масою.

Цей конфлікт можна вирішити шляхом відповідного регулювання параметрів, пов'язаних з механічними компонентами (тобто коефіцієнтів жорсткості та демпфування) під час проєктування в пасивних системах, тоді як у напівактивних та активних системах використовується алгоритм керування для управління компромісом та (активним) і для модуляції дії демпфера (напівактивний).

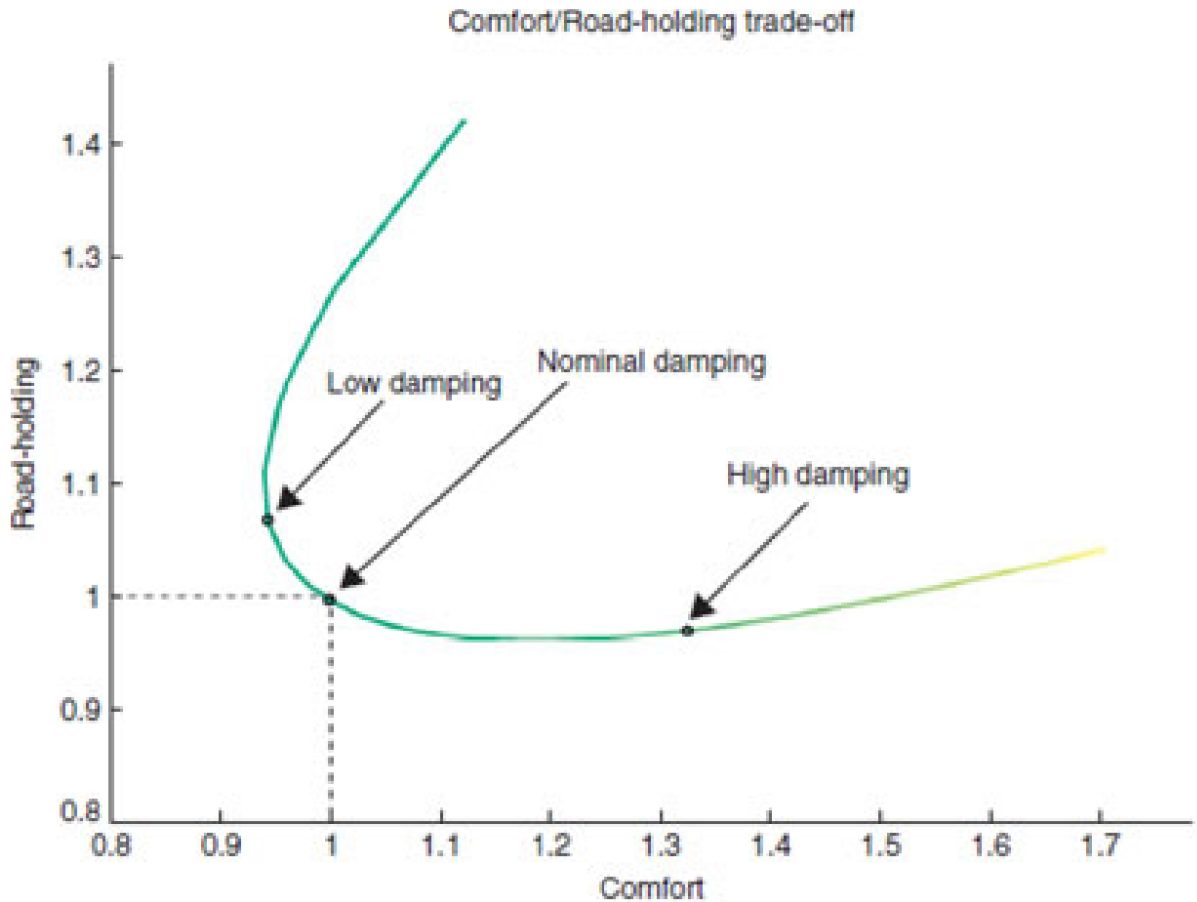


Рисунок 1.3: Компромiс пiдвiски [1]

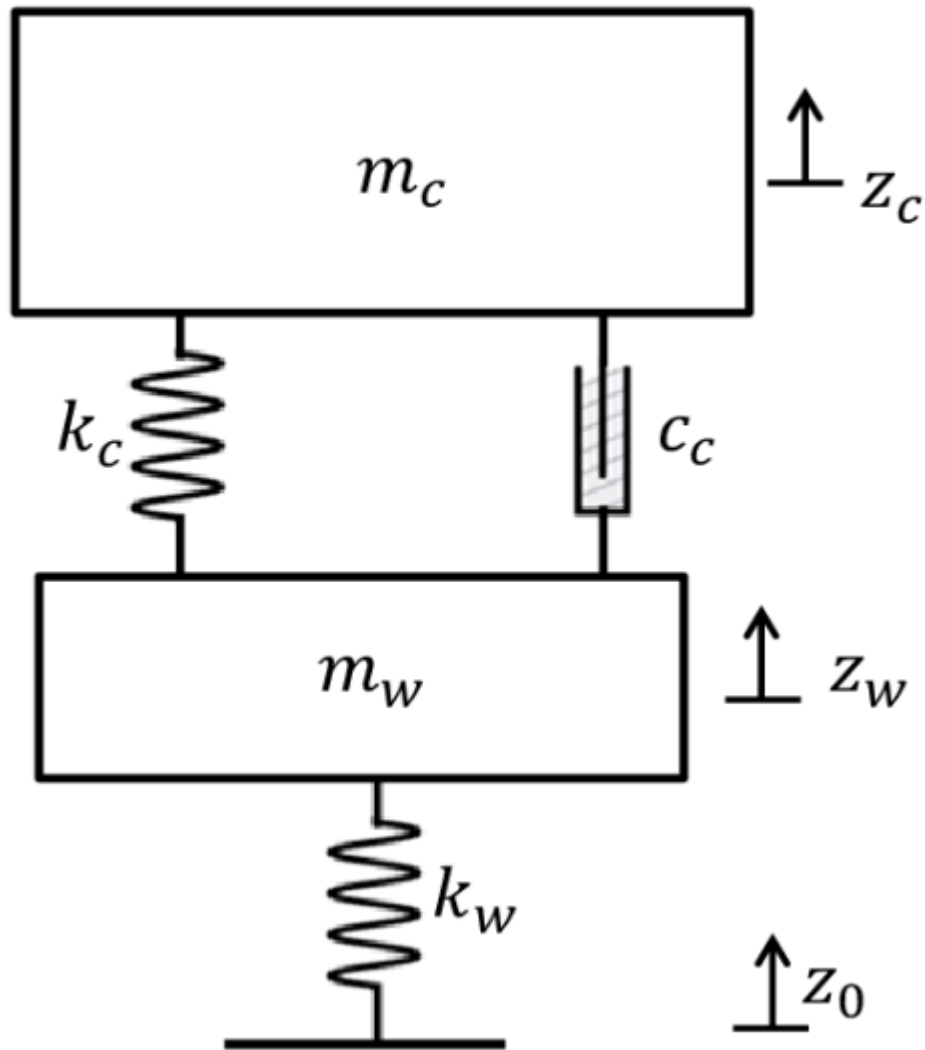
## 1.2 Типи пiдвiски

Пiдвiснi системи можна класифiкувати за способом, яким вони здатнi взаємодiяти з транспортним засобом, щоб забезпечити iзоляцiю вiд вiбрацiї та керованостi. Зокрема, їх можна розрiзнити з або без можливостi виробленням активної сили, тобто генерування та введення енергiї в систему, а також за наявнiстю електронного керування їх спрацьовуванням. Вiдповiдно до цiєї класифiкацiї суспензiї можна визначити на пасивнi, напiвактивнi та активнi. Далi будуть проiлюстрованi цi три концепцiї.

### 1.2.1 Пасивнi системи

Системи пасивної пiдвiски, як правило, складаються з чисто механiчних елементiв, таких як пружини та амортизатори.

Механічна пружина може стискатися або розтягуватися, надаючи пружну силу. Це дозволяє підвісці контрастувати силам збурення, що діють на систему. Амортизатор працює проти зміщення пружини, щоб гасити коливання.



Малюнок 1.4: Модель з пасивною підвіскою

Застосовуючи балансування сил до системи на рис (1.4) за гіпотезами про лінійну залежність між силою і переміщенням для пружини та силою і швидкістю для амортизатора, отримуємо:

$$m_c \ddot{z}_c = -k_c(z_c - z_w) - C_c(\dot{z}_c - \dot{z}_{us}) \quad (1.1)$$

$$m_w \ddot{Z}_w = k_c(Z_c - Z_w) + C_c(\dot{Z}_c - \dot{Z}_w) - k_w(Z_w - Z_0) \quad (1.2)$$

Як видно з рівнянь (1.1) і (1.2), такі системи мають недолік: оскільки присутні лише члени сили пружності та амортизації, енергія, яка надходить від зовнішніх збурень, завдяки пружині перетворюється в потенційну пружну енергію та розсіюється за допомогою демпфера.

Однак суспензія, яка додається до системи, безпосередньо не виробляє енергію, оскільки не вводиться додаткова сила. Це означає, що система здатна лише пасивно реагувати на зовнішні збурення відповідно до можливостей компонентів..

Щоб впоратися з цим аспектом, коефіцієнт амортизації та жорсткість розроблені для демонстрації збалансованої поведінки. Метою цієї процедури є забезпечення підвіски здатності протистояти найширшому набору зовнішніх збурень, при цьому забезпечуючи хороші характеристики. Однак після вибору цих параметрів вони фіксуються, і єдині зміни, які можуть відбуватися, пов'язані зі старінням і зносом, що призводить до зниження продуктивності.

Тому, аналізуючи цю систему із загальної точки зору, пасивні підвіски є хорошим компромісом завдяки своїй простій структурі, але вони демонструють обмежену ефективність щодо зміни стану дороги.

## 1.2.2 Напівактивні системи

Напівактивні підвіски є кроком вперед у порівнянні з пасивними. Системи такого роду складаються не тільки з чисто пасивних механічних компонентів, але вони, крім того, мають змінний привод. Принцип роботи цих систем полягає в регулюванні коефіцієнта демпфування приводу для зміни внеску зусилля що демпфується. Це дозволяє регулювати швидкість розсіювання енергії у відповідь на умови системи. Привод, який зазвичай

використовується, може належати до різних областей, від амортизаторів на основі рідини, на яку можна впливати за допомогою електричних або магнітних полів, до пневматичних ізоляторів зі змінними характеристиками жорсткості. Для кращого розуміння можна коротко проаналізувати електрореологічні або магнітореологічні демпфери, оскільки вони широко поширені в цьому виді застосувань. Основна ідея цих компонентів полягає в тому, щоб зробити гідравлічну рідину, що міститься в камерах циліндра, чутливою до присутності магнітних або електричних полів. Як видно з малюнка (2.5b), забезпечуючи поршню належну структуру та регулюючи інтенсивність прикладеного поля, властивості рідини, а точніше в'язкість, будуть змінюватися. В результаті поведінка приводу буде залежати від напруженості поля, демонструючи низьку або високу характеристику загасання.

Якщо розрахувати баланс сил для системи на малюнку (1.5a), виходять ті самі рівняння, що і (1.1) і (1.2). Слід зазначити, що в цьому випадку коефіцієнт демпфування можна змінювати за допомогою електронного керування. Отже, як і в попередньому випадку, енергетичний баланс залежить лише від зусиль пружини та демпфера.

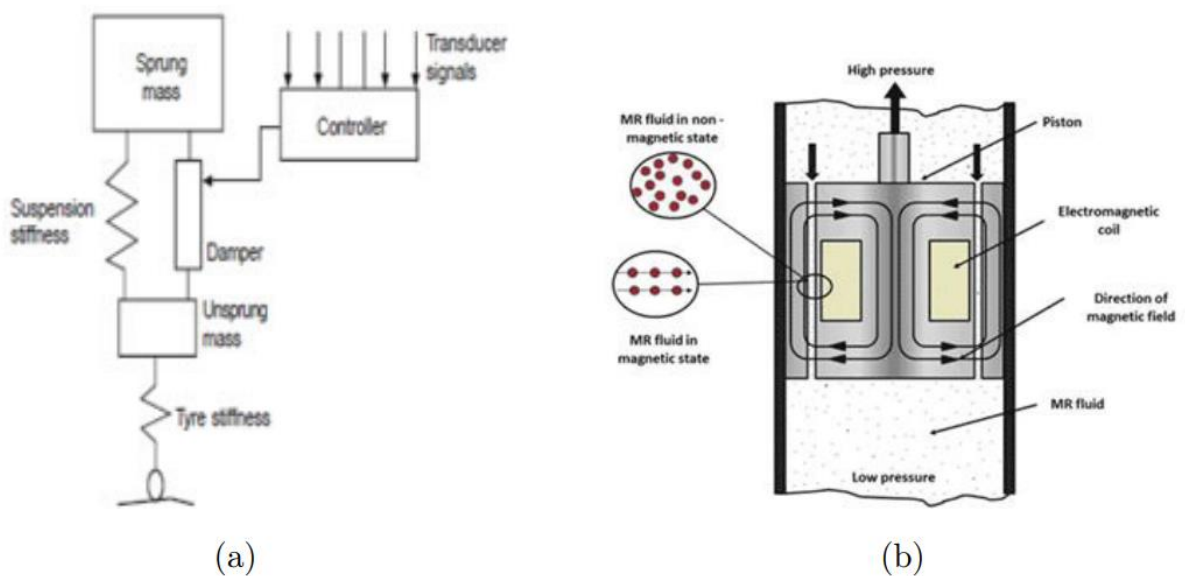


Рис 1.5: (a) Напівактивна конфігурація [1], (b) Демпфер Tesla MR [16]

Це означає, що також напівактивні системи не здатні вводити активний силовий член, оскільки управління спрямоване лише на регулювання введеного демпфування. Система керування для управління всією системою, яка включає ЕБУ та необхідні датчики, забезпечує більшу гнучкість завдяки різноманітним доступним алгоритмам керування шляхом підвищеної складності.

На закінчення, додавши деяку складність з точки зору електронних компонентів, можна зробити реакцію системи сумісною, до обмеженої міри, щодо нерівності дорожнього покриття. Це дозволяє досягти кращих показників.

### 1.2.3 Активні системи

Системи активної підвіски відрізняються від інших типів підвіски наявністю електронно керованого приводу. Цей елемент використовується для прикладання активної сили для протидії перешкодам, що надходять від дороги.

На малюнку (1.6) показана можлива конфігурація для активної системи. Однак можуть бути визначені інші схеми системи, де, або сила пружності, і внесок сили демпфування, або обидва можуть бути включені в активну силу, створену приводом, так що відповідну пружину або демпфер можна усунути. Це означає, що активний елемент може виконувати декілька ролей у підвісці, оскільки він також може замінити класичні компоненти, які утворюють підвіску.

Посилаючись на малюнок (1.6) і обчислюючи динаміку як для  $m_b$ , так і для  $m_w$ , виходить:

$$m_b \ddot{x}_b = -k_s(x_b - x_w) - b_s(\dot{x}_b - \dot{x}_w) + f_s \quad (1.3)$$

$$m_w \ddot{x}_w = k_s(x_b - x_w) + b_s(\dot{x}_b - \dot{x}_w) - k_t(x_w - r) - f_s \quad (1.4)$$

Порівнюючи рівняння (1.3) і (1.4) з (1.1) і (1.2), можна побачити, що є додатковий член  $f_s$ , який є активною силою. Цей термін представляє основну відмінність між активною системою від напівактивної та пасивної. Перший здатний змінювати баланс сил, вводячи енергію в систему за допомогою  $f_s$ , на відміну від останніх, де цей член відсутній.

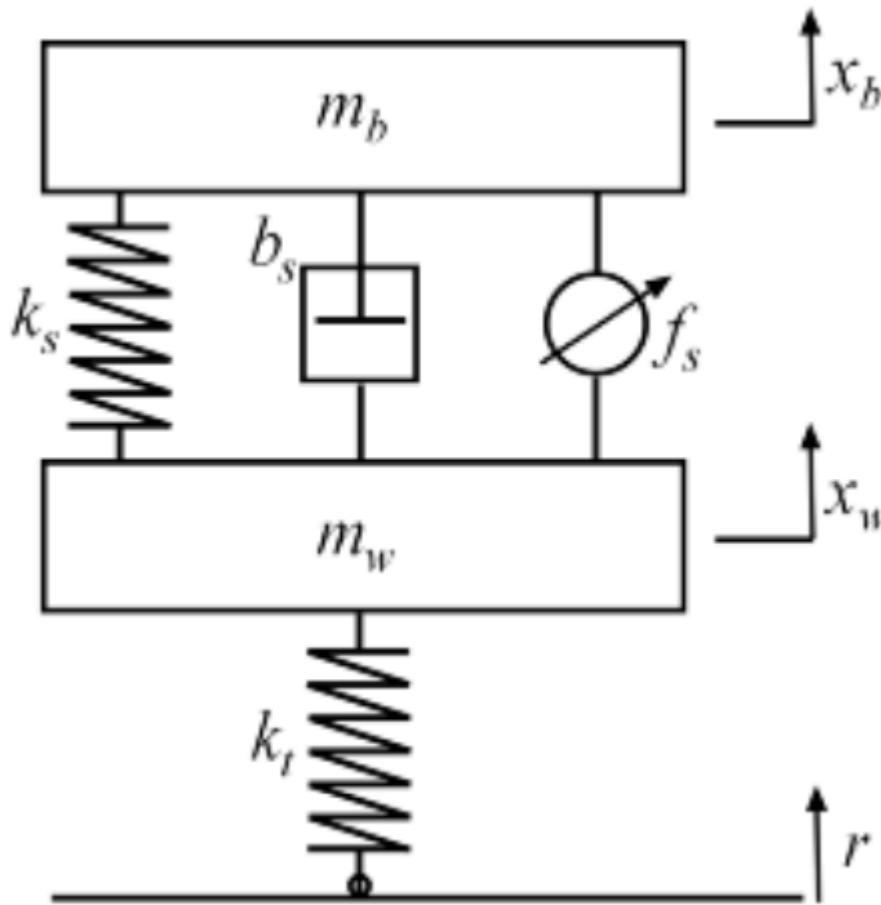


Рисунок 1.6: Активна конфігурація моделі автомобіля [35]

Іншою головною перевагою, яку пропонує активна система, є можливість вибору стратегії управління, яка дозволяє регулювати поведінку системи, щоб у кращому випадку керувати компромісом між комфортом і керованістю. Це сильна сторона такого типу підвіски, оскільки завдяки різним можливостям, які пропонує теорія управління, проблему віброізоляції

можна вирішувати з різних точок зору. Оскільки напівактивна підвіска також керується, слід зазначити, що в активній підвісці метою керування є приведення приводу в дію, щоб створити силу  $f_s$ , тоді як мета напівактивної системи полягає в управлінні коефіцієнтом демпфування, як це забезпечить різний ступінь розсіювання енергії за допомогою її варіації.

Попри високу продуктивність, яку можна досягти, і високий рівень гнучкості, наданої цією системою, слід враховувати, що вони мають складнішу структуру через вимоги до апаратного та програмного забезпечення. Це також призводить до більшого споживання електроенергії та витрат.

### 1.3 Активні пневматичні підвіски

Як пояснювалося в попередньому розділі, з моменту їхнього впровадження активні підвіски стали великою інновацією в тому, як задумана система підвіски. Зокрема, завдяки прогресу в розробці датчиків можна зібрати більшу кількість інформації про дорожні умови, а також про миттєвий стан активної системи. Ці дані в поєднанні з відповідною стратегією контролю можуть реалізувати рішення, здатне забезпечити чудову продуктивність. Оскільки ця робота зосереджена на розробці базової моделі керування для активної пневматичної системи на основі пневматичних пружин, цей тип приводу розглядається в цьому розділі.

У першій частині пневморесор розглядається із загальної точки зору. Визначено основні характеристики цих приводів, такі як основні переваги та недоліки, а також основні конструктивні форми, які доступні на ринку. В останній частині представлено деяке застосування пневматичної пружини в автомобільній віброізоляції, а також приклад реальної системи підвіски.

### 1.3.1 Пневматична пружина

Пневматичні пружини представляють дійсну альтернативу іншим типам приводів, які зазвичай використовуються в автомобільних активних рішеннях, таких як гідравлічні або електромеханічні. Зокрема, пневматичні пружини мають знижену вартість, а також є екологічним, стосовно гідравлічних приводів, оскільки вони використовують стиснене повітря як засіб приведення в дію. Серед інших якостей, пов'язаних з цим типом рішення, слід зазначити:

- Здатність підтримувати постійну висоту кузова транспортного засобу щодо можливих змін навантаження, прикладеного до пружини. Якщо відбувається зміна, достатньо відкоригувати внутрішній тиск відповідно до нових умов навантаження.
- Здатність забезпечити змінну характеристику жорсткості без впливу на власну частоту всієї активної системи.

З іншого боку, як недолік, необхідно враховувати всю додаткову техніку, необхідну для управління пневмосистемою, яка повинна поміститися в обмеженому просторі. По суті, пневматична активна система, оснащена пневматичними пружинами, загалом охоплює: з'єднувальні патрубки для з'єднання пневморесори з подачею тиску і вихлопом, а також для з'єднання компонентів системи; компресор, необхідний для роботи як джерело високого тиску; пневматичні клапани для регулювання потоку повітря в пневматичній схемі та електронні схеми для керування загальною активною системою (рис. (1.7)).

Крім того, пневматичні пружини можна використовувати разом з повітряним баком, який перекриває роль додаткового повітряного резервуара. Це корисно для збільшення об'єму пружини та для введення можливості модуляції жорсткості пружини. Схематичний приклад пневматичної схеми з пневматичними пружинами наведено на малюнку (1.11), де показано основні блоки, що представляють систему припливу (і випуску) і блок клапанів.



Рисунок 1.7: Компоненти активної системи з пневматичною пружиною [9]

Ці приводи доступні на ринку в різних формах. Зокрема, можна диференціювати ці приводи за їх формою, оскільки ця характеристика також вплине на властивості пружини:

- Звивисті сільфони: як видно з рисунка (1.8), пружини такого роду мають структуру, яка поділена на звивини. Вони допускають невелике відносне зміщення і характеризуються високою жорсткістю



Рис 1.8: Подвійний звивистий сільфон

- Рухливі лепестки: цей тип пружин має циліндричну структуру, як показано на малюнку 1.9. Як зазначено в, вони характеризуються зменшеними розмірами, що також передбачає наявність меншої ефективної площі пружини.



Малюнок 1.9: Рухливий лепесток [4]

- Конічна втулка: за структурою ці компоненти дуже схожі на рухливий лепесток, але форма відрізняється. Приклад такого типу приводів показаний на малюнку 1.10.



Рисунок 1.10: Конічний поперечний переріз втулки [6]

## Розділ 2. Моделювання системи

У цьому розділі представлена модель системи, яка була використана для вивчення стратегії активного контролю. Спочатку дається огляд загальної моделі, потім розглядається кожен компонент, щоб дати більш детальне уявлення, а також рівняння, які становлять їх математичний опис.

### 2.1 Огляд системи

Модель, яка буде представлена, була розроблена для імітації поведінки пневматичної системи активної підвіски за наявності різних ситуацій водіння. Система складається з чотирьох основних блоків: контролера, клапана, моделі приводу та моделі автомобіля, як показано на рис 2.1. Основна ідея цієї конструкції полягає в тому, щоб отримати правильну швидкість потоку повітря через пневматичний клапан, щоб тиск всередині приводу, тобто пневматичної пружини, був модифікований і створювалася відповідна сила для протидії перешкодам, що надходять від дороги.

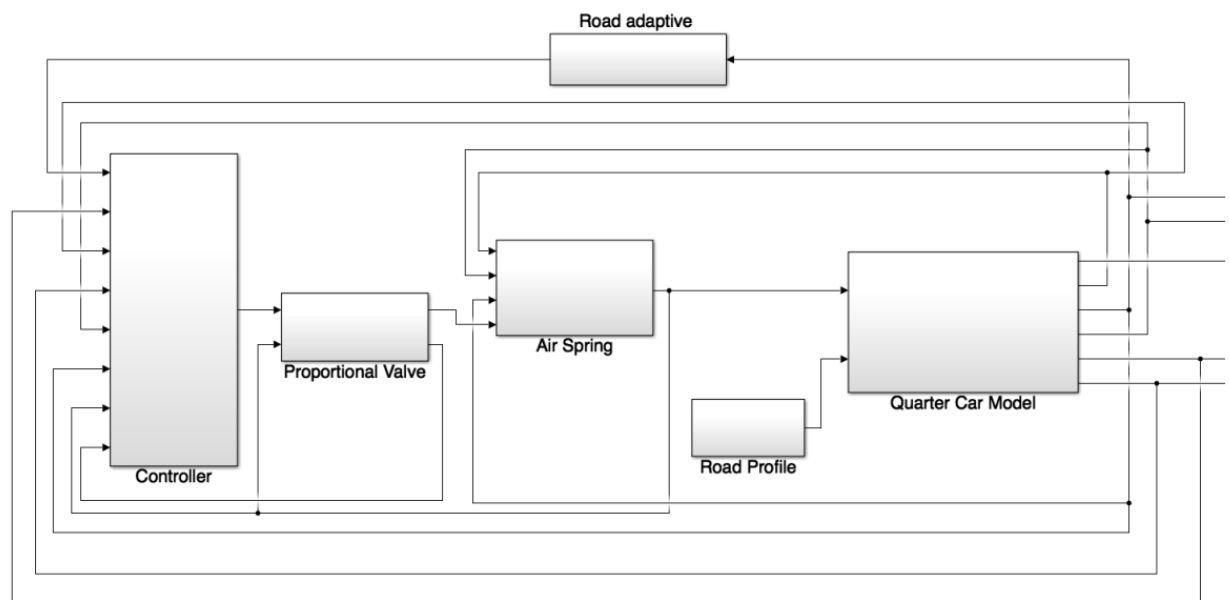


Рисунок 2.1: Simulink модель активної підвіски

Щоб отримати бажану поведінку системи, потрібен контролер, відповідальний за вироблення правильної вхідної напруги для роботи клапана, і це буде розглянуто в наступному розділі.

## 2.2 Модель автомобіля

Щоб перевірити ефективність стратегії керування при застосуванні до активної підвіски, необхідно змоделювати транспортний засіб, на якому передбачається встановити систему.

Модель автомобіля, яка буде використовуватися, повинна добре усвідомлювати вертикальну динаміку, з особливою увагою до ходу підвіски та вертикального прискорення, які є репрезентативними для керованості та комфорту відповідно.

Серед усіх можливих уявлень динаміки автомобіля, які можна знайти в літературі, обрана модель автомобіля з 2 DOF, оскільки вона демонструє низьку складність у поєднанні з відповідним представленням вертикальної динаміки.

Ця модель, як випливає з назви, представляє лише одну чверть кузова автомобіля, саме наголошує на колісній частині автомобіля. Він складається з двох мас, а саме з підресореної та непідресореної маси, які з'єднані компонентами, що являють собою систему підвіски. Підресорена маса, що позначається символом  $m_s$ , включає частину загальної маси автомобіля, а також враховує пасажирів і корисне навантаження. Непідресорена маса, позначена символом  $m_{us}$ , належить до маси шини, гальма та частини ваги підвіски.

Що стосується компонентів підвіски, то передбачається, що співвідношення між силою пружності  $F_{elastic}$  і переміщенням і співвідношення між силою демпфування  $F_{damping}$  і швидкістю є лінійним. Активний елемент, тобто привод, представлений пневматичною пружиною. Він також замінює механічну пружину. Фактично, загальну силу, створювану

пневматичною пружиною, можна визначити як суму різних вкладів, серед яких активна сила  $F_{active}$ , обумовлена внутрішнім тиском і зміною повітряної маси, і сила пружності  $F_{elastic}$ , яка визначається як різниця жорсткості пружини. Звідси випливає, що в цьому випадку, навіть якщо активна підвіска складається лише з амортизатора та активного елемента, її можна змодельовувати як класичну паралель амортизатора, пружини та привода, де і жорсткість, і активна сила надходять з пневматичної пружини.

Нарешті, для моделювання шини вводиться пружина з жорсткістю  $K_t$ . Об'єднавши всі ці міркування, виходить система, як на малюнку (1.6). Застосовуючи другий закон Ньютона до моделі фігури (1.6), можна отримати рівняння руху підпружинених і невідпружинених мас. Посилаючись на рівняння (1.3) і (1.4),  $\ddot{x}_b$ ,  $\dot{x}_b$  і  $x_b$  – це прискорення, швидкість і переміщення підпружинених мас. Те саме позначення справедливо для невідпружинених величин маси, зазначених індексом "w"

Рівняння (1.3) і (1.4) потім представлені в програмному забезпеченні MATLAB-Simulink, показано на малюнку (2.2) і (2.3).

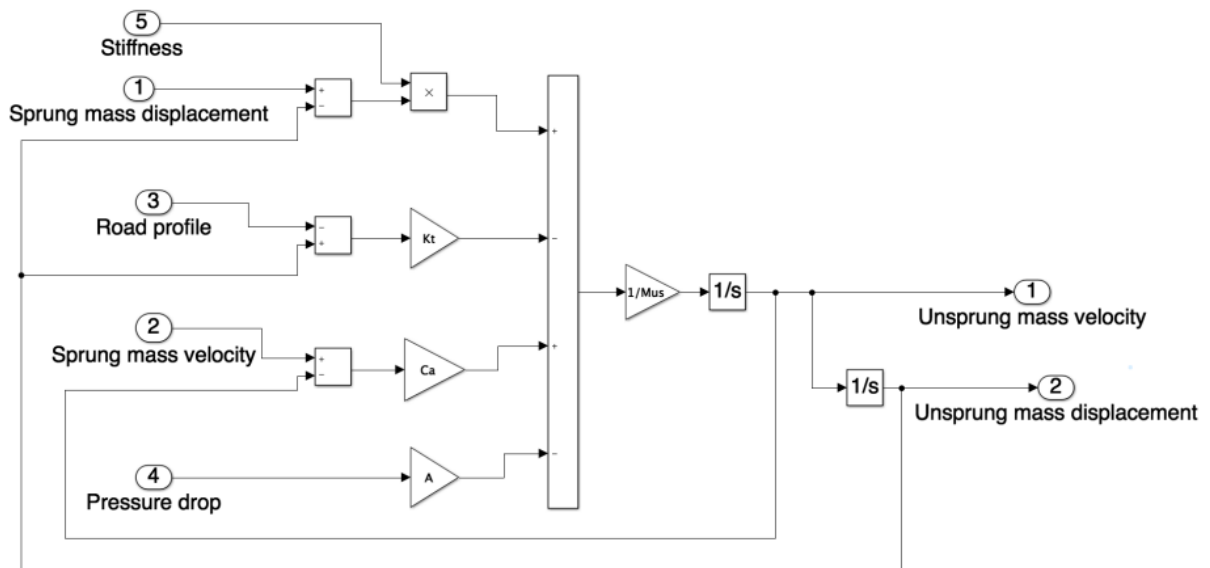


Рисунок 2.2: Модель Simulink з підпружиненою масою

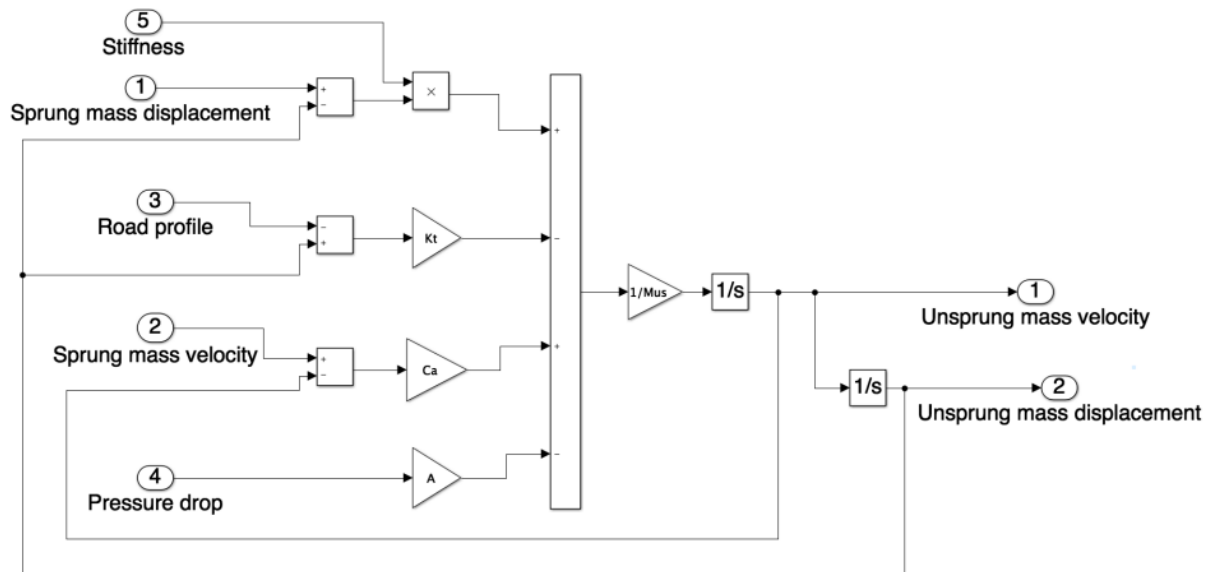


Рисунок 2.3: Модель Simulink з невіднесеною масою

## 2.3 Модель приводу

У системі активної підвіски привод являє собою елемент, який прикладає активну силу, щоб компенсувати перешкоди на дорозі.

У цьому конкретному випадку активний елемент представлений пневматичною пружиною. Її можна описати як мішок змінного об'єму, обмежений гумовою стінкою, наповнений стисненим повітрям. Цей тип приводів доступний у торгівлі під різними моделями, які в основному відрізняються формою та характеристиками, які вони можуть забезпечити. Для цього застосування пневматична пружина з подвійною згорткою була використана як еталон.

Припускаючи ідеальну поведінку газу для повітря, адіабатичних умов роботи та однорідної температури у всій системі, можна отримати:

$$P_{as} = \frac{kP_{as}}{m_{as}} \dot{m}_{as} - \frac{kP_{as}}{V_{as}} \dot{V}_{as} \quad (2.1)$$

де  $P_{as}$  – внутрішній тиск пневматичної пружини,  $\dot{P}_{as}$  – градієнт тиску пневматичної пружини,

$V_{as}$  - об'єм пневматичної пружини,  $\dot{V}_s$  - зміна об'єму,  $k$  - показник адіабати для повітря ( $k=1,4$ ),  $m_{as}$  та  $\dot{m}_{as}$  – це маса повітря та зміна маси повітря в пружині відповідно.

Відповідно до закону ідеального газу його можна записати:

$$P_{as}V_{as} = m_{as}RT \quad (2.2)$$

де  $R$  – ідеальна газова постійна ( $\frac{J}{KgK}$ ), а  $T$  – температура.

З рівняння (2.2) виходить, що:

$$\frac{P_{as}}{m_{as}} = \frac{RT}{V_{as}} \quad (2.3)$$

і, якщо його підставити в рівняння (2.1), дає:

$$P_{as} = \frac{kRT}{V_{as}} \dot{m}_{as} - \frac{k}{V_{as}} P_{as} \dot{V}_{as} \quad (2.4)$$

Рівняння (2.4) являє собою основний закон для зміни тиску всередині пневматичної пружини, і, як видно, воно залежить як від зміни масової витрати, так і від зміни об'єму пружини щодо часу. У той час як вираз для першого терміна буде отримано в наступному розділі, оскільки він залежить від поведінки клапана, обсяг строго пов'язаний з характеристиками приводу. Цей параметр змінюється нелінійно залежно від відносного переміщення пневматичної пружини, оскільки розтягнення або стиснення пружини призведе до зміни фактичного об'єму. Зокрема, функція, яка характеризує її зміну, може бути визначена або за допомогою математичного співвідношення, або за підгонкою даних, отриманих з експериментів на випробувальному стенді [15].

В аналітичній формі, зміна об'єму може бути виражена як:

$$V_{as} = V_0 + A_{eff}(x_{sprung} - x_{unsprung}) \quad (2.5)$$

де  $V_0$  - початковий об'єм, обумовлений статичною висотою пружини, а  $A_{eff}$  - ефективна площа пневматичної пружини.



Малюнок 2.4: Пневматичний привод [2]

$A_{eff}$  є ще одним ключовим параметром для моделювання поведінки пневматичної пружини. Його можна описати як «непостійну уявну область, на яку, як передбачається, діє відносний внутрішній тиск пружини». Як буває, для об'єму пов'язану з ним характеристику можна визначити за допомогою експериментів.

Як зазначено в [15], подвійний звивистий сільфон представляє значення параметра ефективної площі, яке виявляється непостійним відносно відносного переміщення пружини. Однак у цьому випадку, як видно з

посилання на малюнок (2.5), зміна об'єму є майже лінійною щодо зміни висоти. Тому передбачається, що площа активної пружини є постійною. Отже, на основі цієї гіпотези можна отримати вираз (2.5) щодо часу, отримуючи:

$$\dot{V}_{as} = A_{eff}(\dot{x}_{sprung} - \dot{x}_{unsprung}) \quad (2.6)$$

Таким чином, повний вираз для зміни тиску пневматичної пружини можна отримати, підставивши рівняння (2.6) в (2.4):

$$P_{as} = \frac{kRT}{V_{as}} \dot{m}_{as} - \frac{kA_{eff}}{V_{as}} P_{as} (\dot{x}_{sprung} - \dot{x}_{unsprung}) \quad (2.7)$$

В якості останнього кроку необхідно розглянути активну силу, яку створює пневматична пружина. Пружний внесок залежить від жорсткості пружини, динамічна поведінка якої розраховується як [15]:

$$C = \frac{dF}{dz} \quad (2.8)$$

Проте, посилаючись на малюнок (2.5), можна відзначити, що для кожного рівня статичного тиску зміна нахилу кожної характеристики сили-прогину дуже мала, оскільки криві майже паралельні. Крім того, позитивна або негативна зміна внутрішнього тиску викликає відповідне збільшення або зменшення сили, оскільки характеристика буде зміщена вгору або вниз на графіку.

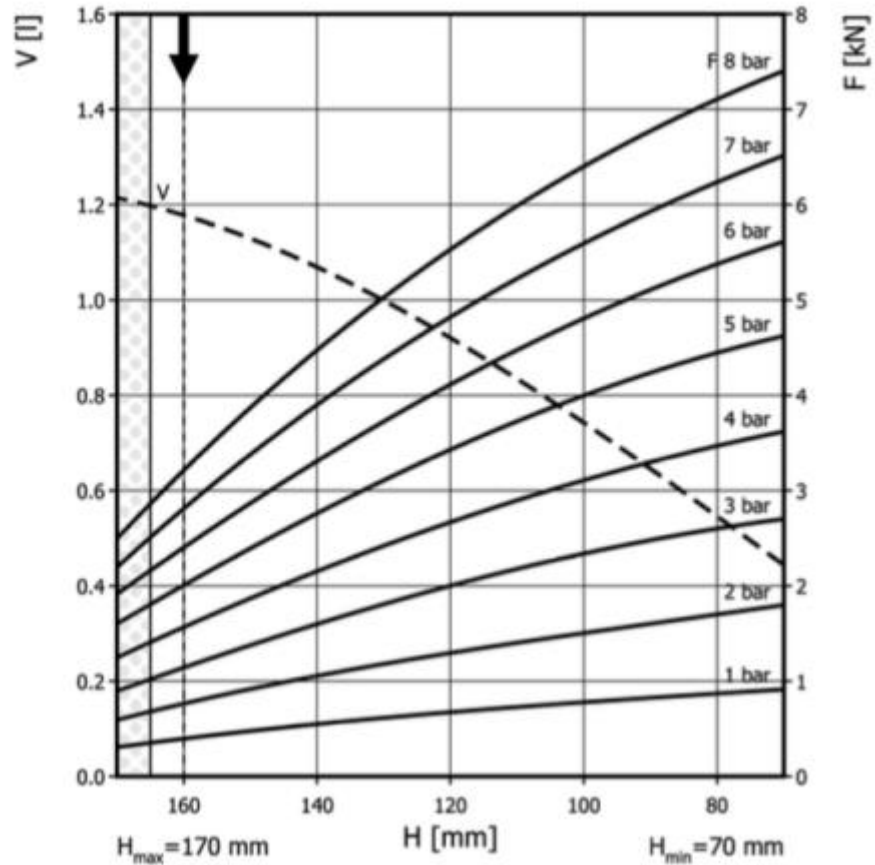


Рисунок 2.5: Характеристика пневматичної пружини [3]

Оскільки нахил цих кривих показує жорсткість (див. рівняння (2.8)), тоді припускається, що пружина також має постійний коефіцієнт жорсткості. Відповідно до цього подальшого міркування, сила пружності, створювана пневматичною пружиною, буде пропорційна її відносному переміщенню коштом жорсткості, тоді як збільшення або зменшення загальної створюваної сили відбувається через зміну тиску.

Отже, жорсткість може бути розрахована в точці статичної рівноваги  $(p_0, h_0)$  пружини наступним чином [40]:

$$K = \frac{kP_{eq}\mu A_{eq}}{V_{eq}} - (P_{eq} - P_{atm})\alpha \quad (2.9)$$

Де  $P_{eq}$ - внутрішній тиск пружини в точці рівноваги,  $\mu$  - похідна об'єму відносно висоти пружини, оцінена в точці рівноваги,  $V_{eq}$ - значення об'єму в

точці рівноваги, а  $\alpha$  - значення похідної ефективної площі відносно висоти, розрахованої в точці рівноваги.

## 2.4 Пневматичний клапан

Пневматичний клапан являє собою фізичну ланку між контролером і приводом, оскільки він регулює швидкість повітряного потоку до або від пневматичної пружини на основі вихідної напруги  $u$ . Метою клапана, зокрема, є підключення пневматичної пружини до джерела живлення  $P_s$  під час фази зарядки та до навколишнього  $P_a$  під час розрядки.

Модель, представлена в цьому розділі, відповідає пневматичному пропорційному золотниковому клапану 3/3.

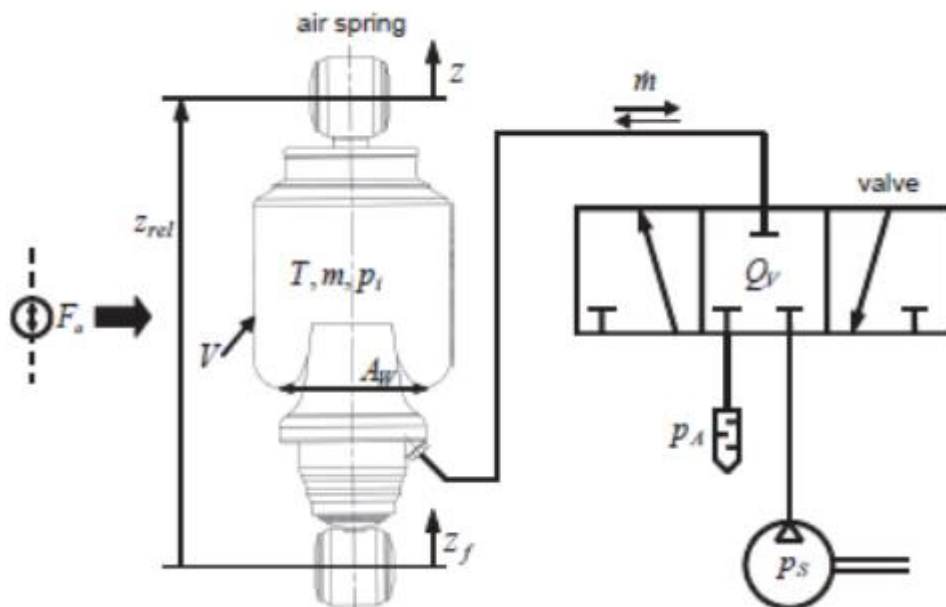


Рисунок 2.6: Схема клапано-повітряна пружина

Цей вид регуляторів потоку має електромеханічний ступінь, який контролює внутрішнє переміщення золотника. Це керування досягається шляхом розбалансування сил, які утримують золотник у положенні рівноваги, за допомогою сили, пропорційної прикладеній напрузі. Як наслідок руху

золотника, для пропускання повітряного потоку буде доступна частина або вся площа клапана.

Динаміка цієї стадії, яка складається з диференціального рівняння другого порядку маса-пружина-гаситель, проілюстрована в. Однак на етапі моделювання цим нехтували, оскільки вважалося, що він швидший за загальну динаміку системи.

Інша ключова точка клапана представлена ступенем потоку, який моделює потік повітря через повітряний шлях.

Відповідно до [12], вираз для масової витрати задається як:

$$\dot{m}_v = \begin{cases} C_f A_v C_1 \frac{P_u}{\sqrt{T}} & \text{if } \frac{P_d}{P_u} \leq P_{cr} \\ C_f A_v C_2 \frac{P_u}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}} & \text{if } \frac{P_d}{P_u} \geq P_{cr} \end{cases} \quad (2.10)$$

Крім пов'язаних з клапаном коефіцієнтів  $C_f$ ,  $C_1$  і  $C_2$ , можна відзначити цей вираз(2.10) залежить від критичного коефіцієнта тиску  $P_{cr}$  і від площі відкриття клапана  $A_v$ .

Вираз  $P_{cr}$ , визначений як:

$$P_{cr} = \left(\frac{2}{R(k-1)}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.11)$$

не бере участь у процесі моделювання, оскільки залежить лише від постійної величини  $k$ , яку для повітря вибирають рівним  $k=1,4$  в адіабатичних умовах.

Отже, лише  $A_v$  має бути сформований, щоб правильно представляти поведінку клапана. Цей параметр, як зазначено вище, визначається на основі переміщення золотника, будучи клапаном пропорційного типу [38]. Однак, оскільки динаміка котушки вважалася дуже швидкою і, таким чином,

нехтувала, у цьому випадку було встановлено пропорційне співвідношення безпосередньо між  $A_v$  та входом регулятора  $u$ .

Зокрема, відповідно до [8], активну площу отвору клапана можна виразити як:

$$A_v = \frac{A_{max}}{u_{max}} u \quad (2.12)$$

де  $A_{max}$  – максимальне значення активної площі, що відповідає повністю відкритому положенню клапана, а  $u_{max}$  – максимальна напруга, яку можна подати на соленоїд клапана. Це призводить до лінійної характеристики між  $A_v$  та  $u$  (рисунок 2.7). Як видно з рівняння (2.12), кожне значення  $u$ , відмінне від нуля, дає ненульове значення для активної області  $A_v$ . Це означає, що клапан не показує мертвої зони, тобто припускається, що він має нульовий нахрест [59].

Завжди дотримуючись [8], рівняння масової витрати можна перегрупувати у розширеному вигляді як:

$$\dot{m}_v = \begin{cases} \frac{A_{max}}{u_{max}} P_{sup} \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)}} \varphi\left(\frac{P_{sup}}{P_{as}}\right) u & \text{if } u > 0 \\ \frac{A_{max}}{u_{max}} P_{as} \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)}} \varphi\left(\frac{P_{as}}{P_{atm}}\right) u & \text{if } u < 0 \end{cases} \quad (2.13)$$

де  $P_{sup}$  – тиск живлення,  $P_{as}$  – внутрішній тиск пружини,  $P_{atm}$  – тиск навколишнього середовища,  $R$  – ідеальна газова постійна ( $\frac{J}{KgK}$ ), а  $T$  – робоча температура.

Щоб зробити вираз більш компактним, його визначають

$$\Omega = \begin{cases} P_{sup} \varphi\left(\frac{P_{sup}}{P_{as}}\right) u & \text{if } u > 0 \\ P_{as} \varphi\left(\frac{P_{as}}{P_{atm}}\right) u & \text{if } u < 0 \end{cases}$$

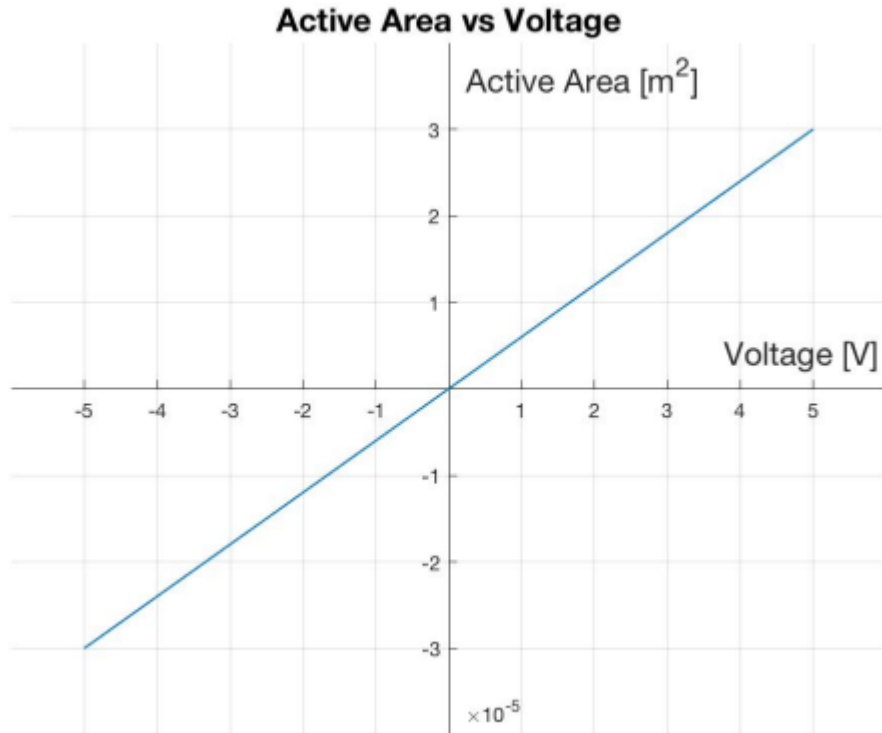


Рисунок 2.7: Область отвору VS Характеристика напруги

Рівняння (2.12) стає:

$$\dot{m}_v = \frac{A_{max}}{u_{max}} \Omega u \quad (2.14)$$

Функція  $\phi(\sigma)$ , введена вище, вибирається як:

$$\phi(\sigma) = \begin{cases} \sqrt{\sigma^{\frac{k+1}{k}} (\sigma^{\frac{1-k}{k}} - 1)} & \text{for } 0.528 \leq \sigma \leq 1 \\ 0.58 & \text{for } 0 < \sigma < 0.528 \end{cases} \quad (2.15)$$

і  $\sigma$  являється:

$$\sigma = \frac{P_{downstream}}{P_{upstream}} \quad (2.16)$$

Рівняння (2.15) відображає поведінку повітря, коли  $\sigma$  (рівн. 2.16) вище або нижче критичного відношення тиску в рівнянні (2.11), вводячи умову потоку із забитим повітрям у рівняння (2.13).

З рівняння (2.13) можна зазначити, що операції інфляції або дефляції визначаються на основі знака контрольного входу. Точніше, передбачається, що масова витрата може бути як додатною, так і негативною відповідно до знака  $u$ . Якщо  $\dot{m}_v > 0$ , це означає, що повітря тече від джерела живлення до приводу, тоді як  $\dot{m}_v < 0$  означає викид повітря в навколишнє середовище.

## Розділ 3. Алгоритм керування

Ця глава присвячена опису стратегії, яка використовується для керування моделлю підвіски, яка розглядалася в попередньому розділі. Цей розділ посилається на інформацію [10].

Вона була адаптована до пневматичної активної моделі. Стратегія нелінійного керування використовує властивості зворотного ходу для регулювання поведінки підвіски відповідно до дорожніх умов. По-перше, дається огляд теорії техніки бекстепінгу. Потім представлені основні характеристики, які може реалізувати алгоритм, а також обчислення, необхідні для отримання бажаного виходу контролера  $u$ .

### 3.1 Основи бекстепінгу

Бекстепінг — це рекурсивна процедура, яка належить до області нелінійної стратегії керування. Використання цієї процедури дозволяє розробити закон керування зі зворотним зв'язком для стабілізації установки, паралельно з функцією Ляпунова [11]. На основі побудованої функції за критерієм Ляпунова [13] можна довести стійкість закону керування. Цей метод можна застосувати до певного набору систем, які представлені у так званій «формі суворого зворотного зв'язку», яка може бути виражена так:

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= f_0(x) + g_0(x)z_1 \\
 \dot{z}_1 &= f_1(x, z_1) + g_1(x, z_1)z_2, \\
 &\cdot \\
 &\cdot \\
 \dot{z}_n &= f_n(x, z_1, \dots, z_n) + g_n(x, z_1, z_2, \dots, z_n)u,
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

Як видно з рівнянь (3.1), через свою особливу форму всю систему можна інтерпретувати як складену меншими блоками, кожен з яких представлений динамічним рівнянням.

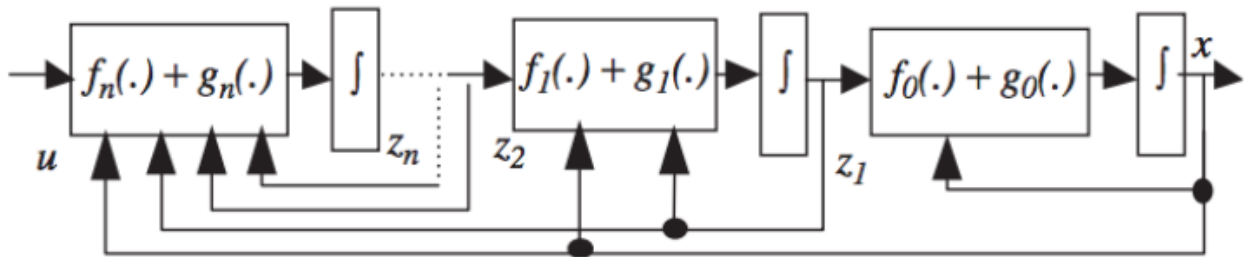


Рисунок 3.1: Система суворого зворотного зв'язку [51]

Взявши також малюнок (3.1) як довідник, можна побачити, що підсистема, пов'язана з  $x$ , залежить від змінної  $z_1$ , яка діє як вхід для неї. Звідси випливає, що для забезпечення стабілізації підсистеми  $x$  можна використовувати  $z_1$ . Зокрема,  $z_1$  використовується для визначення «віртуального входу, що керує». Метою стає стабілізація  $z_1$ , яка, як і на попередньому етапі, може бути досягнута за допомогою  $z_2$ . Ця процедура повторюється до тих пір, поки не буде досягнуто явного виразу виходу контролера  $u$ .

Тоді зрозуміло, що головна ідея цієї стратегії управління полягає в тому, щоб визначити вираз входу  $u$ , який, якщо його застосувати до системи, яку потрібно контролювати, поступово забезпечує стабільність кожній підсистемі.

Закони керування, які необхідно визначити на проміжних кроках, можна використовувати для компенсації нелінійності, яка може з'явитися у виразах підсистем. Такий підхід дає велику перевагу заднім ходом у порівнянні з іншими методами керування, оскільки дозволяє більш розумно працювати з нелінійністю системи. Фактично існують нелінійні терміни, які покращують досягнення стабільності підсистеми, накладаючи їх поведінку на інші некорисні нелінійні терміни, таким чином усуваючи їх негативний ефект. Звідси випливає, що вони можуть бути використані в проміжних законах управління, щоб компенсувати небажані нелінійності, зберігаючи корисні. Це дозволяє уникнути точного математичного скасування, що є більш проблематичним.

## 3.2 Принцип роботи

Як зазначено в Розділі 1, система підвіски накладає компроміс між комфортом пасажера та керованістю на дорозі.

Уважно проаналізувавши ці дві розбіжні вимоги, можна відзначити, що між ними існує загальний елемент, представлений ходом підвіски. Фактично, цій величині слід дозволити приймати більші чи менші значення відповідно до того, який із двох аспектів має бути пріоритетним.

Можливий спосіб покращити характеристики підвіски — це сприяти комфорту пасажера, коли відносне переміщення між підресореною та непідресореною масою досить далеко від межі ходу підвіски. З іншого боку, контролер повинен обмежити хід підвіски, щоб гарантувати керованість, коли він долає безпечний поріг. Для керування пневматично-активною підвіскою стратегія керування, показана в, адаптована до розробленої моделі.

### 3.2.1 Управління компромісами

Змінний нелінійний термін (рівня 3.4) використовується для розв'язання проблеми компромісу. Метою цього терміна є виконання функції вагової функції для контрольованої змінної (рівня (3.3)). Коли вага мала, більше значення надається мінімізації переміщення підресорної маси. Це означає, що контролер підвищить комфорт. Зі збільшенням вихідної ваги контролер буде спрямований на зменшення використання ходу підвіски. Це трапляється, коли порушення на дорозі стають значними.

Першим кроком для отримання такої поведінки від контролера є введення нового непідресореного виразу маси:

$$\dot{x}_{unsprung} = -(\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))(\dot{x}_{unsprung} - x_{unsprung}) \quad (3.2)$$

і визначити контрольовану змінну як:

$$y = x_{unsprung} - \bar{x}_{unsprung} \quad (3.3)$$

Як видно з рівняння (3.2), нелінійний вираз задається формулою:

$$(\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta)) \quad (3.4)$$

де  $\varepsilon_0$  і  $k_1$  – додатні константи, а  $\varphi(\zeta)$  – функція ходу підвіски  $\zeta$ .

Точніше,  $\varphi$  — це часткова функція, яка залежить від двох змінних  $m_1$  і  $m_2$ :

$$\varphi(\zeta) = \begin{cases} \left(\frac{\zeta - m_1}{m_2}\right)^4 & \zeta > m_1 \\ 0 & |\zeta| \leq m_1 \\ \left(\frac{\zeta + m_1}{m_2}\right)^4 & \zeta < -m_1 \end{cases} \quad (3.5)$$

Спостерігаючи за виразами (3.5) і рисунком (3.2а), можна відзначити, що коли хід підвіски знаходиться в межах інтервалу  $[-m_1, m_1]$ , вихід цієї функції дорівнює нулю.

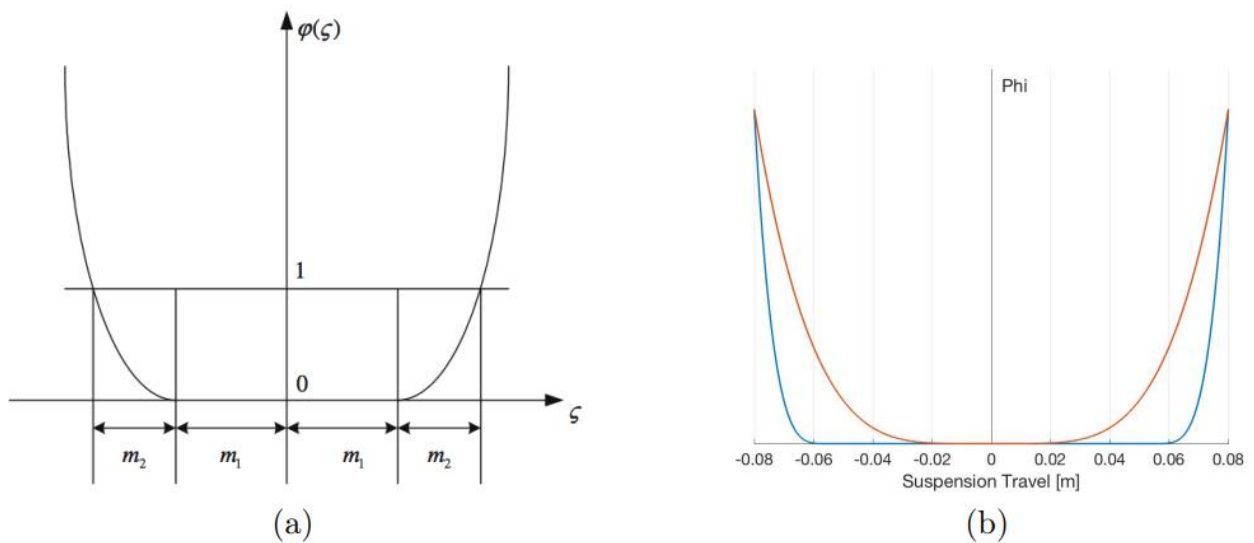


Рисунок 3.2: (а) Параметризація Phi (б) Приклади функцій Phi

Цей діапазон відповідає значенням ходу підвіски, які вважаються прийнятними, і контролер може зосередитися на комфорті. Вводячи  $\varphi(\zeta) = 0$  в рівняння (3.3), це призведе до низької ваги, створеної рівнянням (3.4), що дає:

$$y \approx x_{sprung} \quad (3.6)$$

Це означає, що алгоритм спрямований на мінімізацію вертикального зміщення підресореної маси. Як наслідок, вертикальне прискорення також буде зведено до мінімуму, забезпечуючи необхідний комфорт. Якщо значення ходу підвіски стають більшими і перевищують межу  $m_1$  або під час стиснення, або при розтягуванні, натомість вага вихідної інформації функції (3.4) збільшує важливість  $\dot{x}_{unsprung}$  у рівнянні (3.3). Отже, у цій ситуації контролер змінить свою мету, віддаючи пріоритет зменшенню ходу підвіски:

$$y = x_{sprung} - x_{unsprung} \quad (3.7)$$

Відповідно до наведених вище міркувань зазначається, що рівняння (3.4) впливає на вихідне значення рівняння (3.2). У свою чергу, рівняння (3.2) впливає на визначення керованої змінної  $y$  (рівняння (3.3)). Зокрема, залежно від значення, яке надається  $\dot{x}_{unsprung}$  у рівнянні (3.3), зусилля контролю будуть зосереджені або на комфорті, або на керованості.

Отже, додаткова функція (3.2) дозволяє контролеру вирішувати, яким чином система повинна реагувати на збурення дороги, тобто пом'якшення або посилення.

### 3.2.2 Адаптація до дорожніх умов

Як видно з малюнка (3.2a), функція  $\phi$  (3.5) параметризована в термінах  $m_1, m_2$ . Звідси випливає, що ці два параметри впливають на вихід функції (3.4) і, таким чином, на ціль контролера (рівн.(3.3)).

Більш конкретно, параметр  $m_1$  визначає діапазон (див. рівняння (3.6)), для якого вихід функції  $\phi$  дорівнює нулю. Це означає, що, коли відносне зміщення між  $x_{sprung}$  і  $x_{unsprung}$  знаходиться в цьому безпечному інтервалі, релевантність терміну  $\dot{x}_{unsprung}$  буде невеликою в рівнянні (3.3), і контролер буде націлюватися на комфорт.

З іншого боку, параметр  $m_2$ , як показано на малюнку (3.2), визначає швидкість, з якою вихід функції (3.5) змінюється, коли хід підвіски виходить за межі інтервалу комфорту. Звідси випливає, що це значення впливає на

швидкість, з якою контролер змінює свою мету з комфорту на обмеження ходу підвіски. Контролеру надається можливість вибору цих параметрів відповідно до стану дороги для покращення поведінки системи підвіски.

По-перше, дорожні умови діляться на дві основні групи, а саме нерівні та гладкі. Потім визначаються два різні набори для пар  $(m_1, m_2)$ , по одному для кожного стану дороги, щоб отримати найкращу поведінку підвіски. Зокрема, параметр  $m_1$  повинен бути досить великим, коли дорожні умови хороші, і малим, коли дорога нерівна. Такий вибір розумний: керувати контролером при рівній дорозі має бути переважно комфортно. З іншого боку, коли дорожні умови погіршуються, контролер повинен більше зосередитися на зменшенні ходу підвіски.

Що стосується  $m_2$ , то його значення має бути здатним збалансувати вплив  $m_1$ . Тому він обраний як маленький для рівних доріг, бо контролер повинен оперативно реагувати на нерівності. Більше значення потрібне, коли нерівність дороги є актуальною, щоб контролер міг ефективно, і плавніше реагувати на нерівності дороги. Як останній крок, контролер повинен мати можливість оцінити умови дороги, по якій рухається транспортний засіб, щоб вибрати найкращі параметри для поєднання. Для досягнення цієї мети можливим рішенням є вибір двох значень ходу підвіски, які в разі подолання визначають перехід від гладкої дороги до нерівної і навпаки. Потім визначається параметр  $t_{SR}$  для переходу від гладкого до грубого профілю та  $t_{RS}$  для протилежної ситуації.

Таким чином, за допомогою простого порівняння, контролер може вирішити, які дорожні умови та, яку пару найкраще використовувати.

Реалізація цієї функції в Simulink Stateflow показана на малюнку (3.3). Кожен прямокутник представляє певний стан дороги, яка, своєю чергою, дає на виході задану пару  $(m_1, m_2)$  параметрів. Кожна стрілка позначає перехід з одного стану в інший, а рядки у квадратних дужках є умовами, які повинні бути виконані, щоб пройти ребро, що з'єднує два суміжні стани. Як видно, у

початковому стані дорога вважається гладкою (Стан 1) і величина ходу підвіски порівнюється з порогом  $t_{SR}$ .

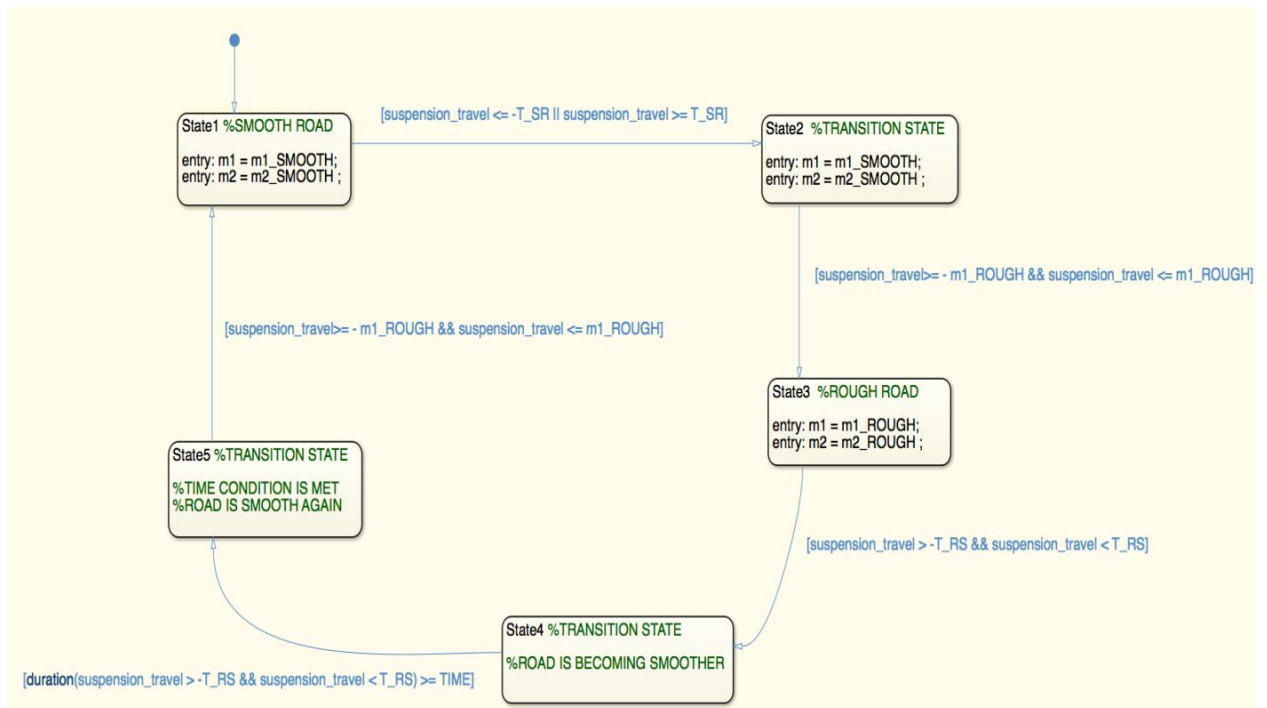


Рисунок 3.3: Схема Simulink Stateflow можливостей адаптації доріг

Коли цю межу подолано (перехід зі стану 1 у стан 2), і як тільки нелінійність рівняння (3.5) не активна (перехід зі стану 2 до стану 3), параметри  $(m_1, m_2)$  змінюються як стан дорожнього покриття погіршився (Стан 3). У цей момент дорога або продовжує бути нерівною (постійність у стані 3), або вона починає ставати плавнішою (перехід від стану 3 до стану 4), тобто хід підвіски падає нижче межі  $t_{RS}$ .

Щоб визначити, чи можна повернутися до початкового стану (Стан 1), а саме, чи може елемент керування знову зосередитися на комфорті, також перевіряється, чи підтримується відносне переміщення між  $x_{sprung}$  —  $x_{unsprung}$  нижче межі  $t_{RS}$  для окремого інтервалу часу (перехід від стану 4 до стану 5). Якщо ці дві умови виконуються, то коефіцієнти знову змінюються.

### 3.3 Правила контролю

Для того, щоб ввести обчислення, які ведуть до визначення контролера вводиться вихід  $u$ , позначення змінних стану.

Вектор стану визначається як

$$x = \begin{bmatrix} x_{sprung} \\ \dot{x}_{sprung} \\ x_{unsprung} \\ \dot{x}_{unsprung} \\ P_{as} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Починаючи з рівнянь, отриманих для кожного компонента в главі 2, повну систему можна переписати в термінах рівнянь стану як:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ -\frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - A_{eff}x_5] \\ x_4 \\ \frac{1}{M_{us}} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - K_t(x_3 - r) - A_{eff}x_5] \\ \frac{kRT}{V(z)} \left[ \frac{A_{max}}{U_{max}} \Omega u - \frac{A_{eff}}{RT} x_5 (x_2 - x_4) \right] \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

У конструкцію також включено рівняння (3.2):

$$\dot{\bar{x}}_3 = -(\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))(\bar{x}_3 - x_3)$$

Тоді визначається:

$$e_1 = x_1 - \bar{x}_3 \quad (3.10)$$

Після процедури зворотного кроку помилка  $e_1$  виводиться щодо часу:

$$\dot{e}_1 = \dot{x}_1 - \dot{\bar{x}}_3 = x_2 + (\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))(\zeta - e_1) \quad (3.11)$$

де  $\zeta$  — хід підвіски. Тепер мета – стабілізувати підсистему  $e_1$ . Як видно, рівняння (3.11) залежить від змінної стану  $x_2$ , яку, таким чином, можна використовувати як вхід, що керує, звідси:

$$e_2 = x_2 - a_1 \quad (3.12)$$

$$a_1 = -c_1 e_1 - (\varepsilon_0 + k_1 \varphi(\zeta)) \zeta \quad (3.13)$$

Тепер, як і на попередньому етапі, метою стає стабілізація  $e_2$ . Оскільки  $x_5$  з'являється у виразі  $\dot{e}_1$ , він буде використовуватися для забезпечення стабільності.

Отже, визначається  $e_3 = x_5 - a_2$  і обчислюється похідна за часом від (3.12):

$$\underbrace{\dot{x}_2}_{x_5} - \dot{a}_1 = -\frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - A(e_3 - a_2)] + g_2 \quad (3.14)$$

де  $g_2 = -\dot{a}_1$

Потім  $a_2$  використовується для скасування некорисних термінів, а також для забезпечення стабільності:

$$a_2 = \frac{M_b}{A_{eff}} \left[ -c_2 e_2 - e_1 + \frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4)] \right] - g_2 \quad (3.15)$$

Щоб стабілізувати підсистему  $e_3$ , обчислюється її похідна за часом:

$$\begin{aligned} \dot{e}_3 &= \dot{x}_5 - \dot{a}_2 \\ &= \frac{kRT}{V(z)} \left[ \frac{A_{max}}{u_{max}} \Omega u - \frac{A_{eff}}{RT} x_5 (x_2 - x_4) \right] - \dot{a}_2 \\ &= \frac{kRT}{V(z)} \frac{A_{max}}{u_{max}} \Omega u - \frac{A_{eff}}{V(z)} x_5 (x_2 - x_4) + \underbrace{\dots}_{-\dot{a}_2} \dots r \end{aligned} \quad (3.16)$$

де:

$$n_3 = \frac{M_b K_t}{A_{eff} M_{us}} \quad (3.17)$$

$$d_3 = n_3 \left( \frac{C_a}{M_b} - \varepsilon_0 \right) \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned}
g_3 = & \frac{M_b}{A_{eff}} \left[ (c_2 + c_1) \left( -c_2 z_2 - z_1 + \frac{A}{M_b} z_3 \right) \right] + c_1 k_1 \frac{d\varphi}{d\zeta} z_1 \\
& + [c_1^2 - 1 + c_1(\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))] [-c_1 z_1 - (\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))z_1 + z_2] \\
& + \frac{1}{M_b} [K_a(x_2 - x_4) + C_a\omega_1] - (\varepsilon_0 + k_1\varphi(\zeta))\omega_1 \\
& - 2k_1 \frac{d\varphi^2}{d\zeta} - k_1 \frac{d^2\varphi^2}{d\zeta^2} \zeta - k_1 \frac{d\varphi}{d\zeta} \omega_1 \zeta
\end{aligned} \tag{3.19}$$

У рівнянні (3.16) виділено похідну від  $a_2$ . Доданки  $\dot{a}_2$  містять похідну масової швидкості невіднесеної маси, а саме  $\dot{x}_4$ , яка, як видно з рівняння (3.9), містить член  $g$  порушення дороги. Оскільки  $g$  не можна передбачити апіорі, щоб компенсувати нелінійності, внесені  $\dot{a}_2$ , усі члени, пов'язані з порушенням дороги, були виділені та виведені з похідного виразу (див. рівняння (3.17), рівн. (3.18), рівняння (3.19)), оскільки їх не можна скасувати.

Нарешті, з рівняння (3.16) з'являється вихід контролера  $u$ , процедуру можна завершити, визначивши  $a_3$ :

$$a_3 = \left[ -c_3 e_3 - \frac{A_{eff}}{M_b} e_2 - b_3 h_3^2 e_3 + \frac{kA_{eff}}{V(z)} (x_2 - x_4) x_5 - g_3 \right] \tag{3.20}$$

та, нарешті, отримати явний вираз для  $u$  як

$$u = \frac{V(z) u_{max}}{kRT A_{max} \Omega} a_3 \tag{3.21}$$

Слід зазначити, що  $\Omega \neq 0$ , оскільки тиск завжди буде обмежено між тиском навколишнього середовища  $P_{atm}$  і тиском живлення  $P_{sup}$

## Розділ 4 Моделювання та результати

У цій главі представлені результати моделювання, які були запуснені для перевірки продуктивності контрольної моделі. Для порівняння використовувалася модель автомобіля на чверть, оснащена пасивною системою підвіски. Величини двох моделей, які будуть спостерігатися, представлені вертикальним прискоренням кузова, ходом підвіски та кутом крену  $\phi$ .

Далі будуть представлені 3 розділи, кожен з яких відповідає різним умовам тестування, які будуть детально пояснені разом із результатами.

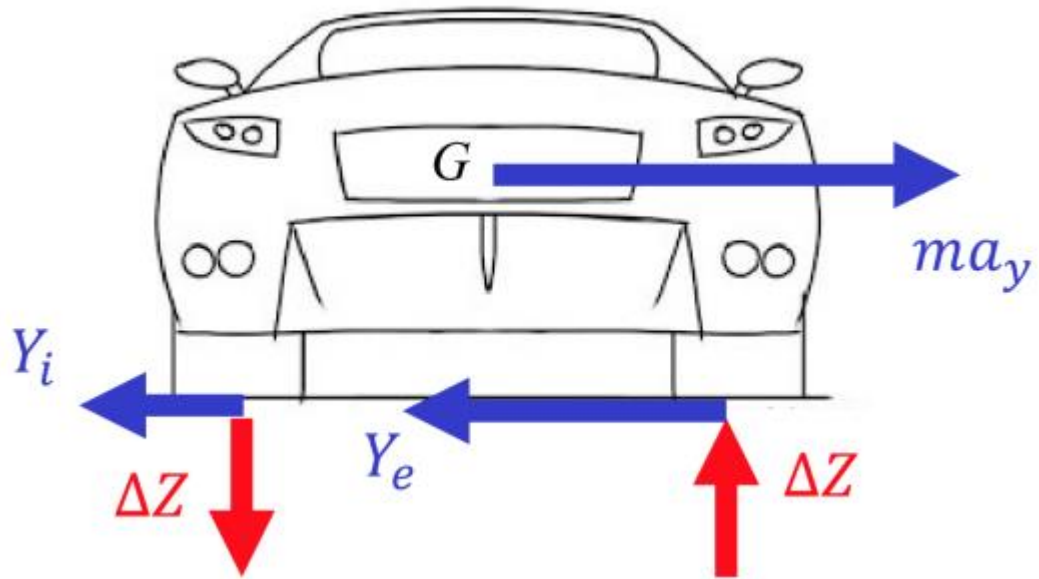
### 4.1 Тест 1: Поведінка кузова автомобіля

У цьому розділі аналізується здатність системи впоратися з кренами автомобіля за рахунок поперечної передачі навантаження під час поворотів. Спочатку дається короткий опис явища передачі навантаження, потім обговорюються налаштування для випробування та досягнутий результат.

#### 4.1.1 Опис поведінки кренів

Крім того, що враховують відмову від перешкод, що надходять від дороги, існують і інші ситуації, коли потрібне втручання системи активної підвіски. Одним із таких випадків є повороти, де залучена бічна динаміка автомобіля. Зокрема, коли автомобіль робить поворот, відбувається явище переміщення навантаження. Це означає, що додаткова вага буде діяти на колесо, яке рухається по зовнішній частині кривої, як показано на малюнку (4.1), де  $\Delta z$  представляє член передачі бічного навантаження.

Завдяки цьому явища автомобіль буде вигинатися вбік, навколо осі крену, змушуючи підвіску стискатися відповідно до одного колеса осі і розтягуватися на іншому. Активна підвіска повинна мати можливість компенсувати цю ситуацію за допомогою зусилля приводу.



Малюнок 4.1: Бічна передача навантаження в поворотах

#### 4.1.2 Налаштування тесту

Щоб імітувати цю умову, можна використовувати модель на чверть автомобіля замість моделі напівавтомобіля. Передачу навантаження і, як наслідок, поведінку крену можна представити в моделі квадроцикла як силу збурення, яка діє на підресорену масу. Профіль навантаження, де використовуються вимірні дані під час реального випробування схеми. Реалізація в середовищі Simulink вимірної сили показана на малюнку 4.2. Як бачимо, вона представлена як сила, що діє протягом 3 с зі значенням 1920 Н.

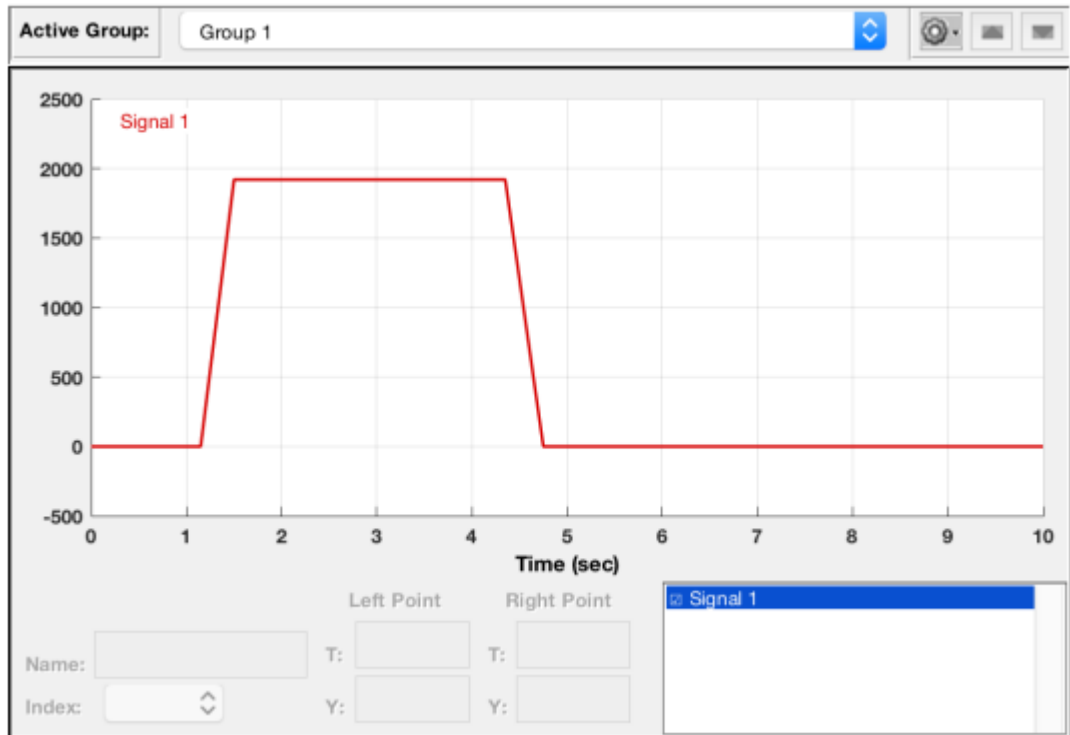


Рисунок 4.2: Профіль сили Simulink, що представляє поведінку крену

Для виконання тесту загальну модель системи модифікують щодо вихідної схеми. Зокрема, перешкоди на дорозі встановлено на нуль, оскільки слід спостерігати лише за поведінкою під час поворотів. Крім того, до балансу сил підресореної маси додається член сили, що представляє поведінку навантаження (рисунок (4.3)).

Умови випробування призводять до незначного переміщення непідресореної маси. Як наслідок, його вплив не враховується при визначенні кочення автомобіля, яке буде оцінюватися лише на основі динаміки підресореної маси.

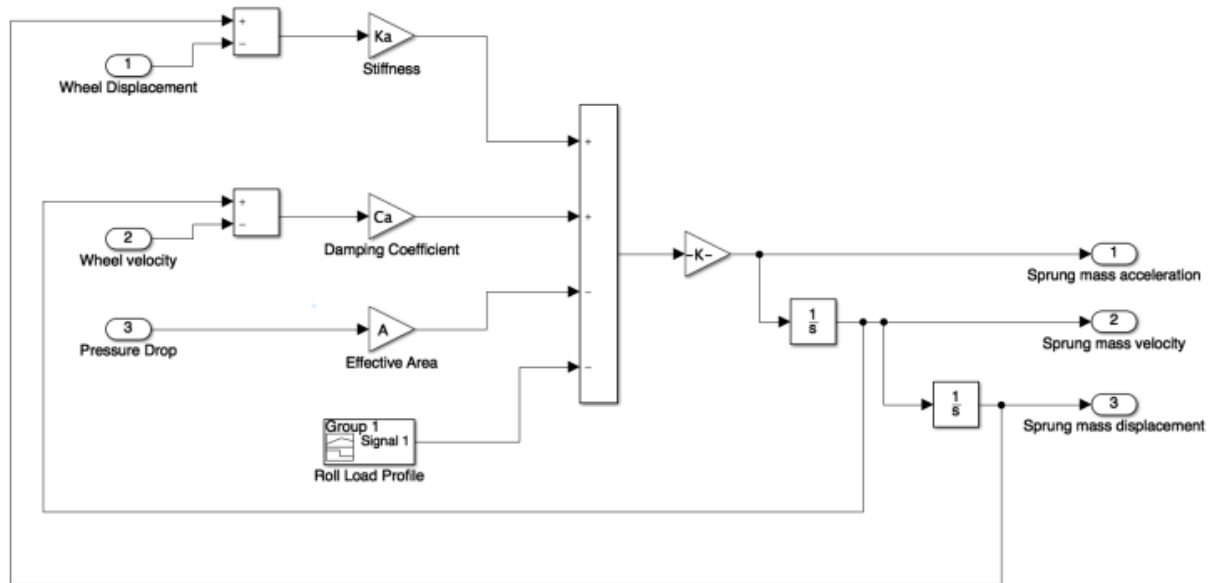


Рисунок 4.3: Схема підресорної маси Simulink для активної компенсації крену

Зважаючи на це останнє міркування, спостережувана величина визначається як кут крену, який можна виразити, виходячи з переміщення підресорної маси, як:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2x_s}{T}\right) \quad (4.1)$$

де  $x_s$  - переміщення підресорної маси, а  $T$  - ширина колії.

#### 4.1.3 Результати та порівняння

Потім моделювання виконується згідно з описаною установкою, а результати наведено на малюнку 4.4. З обговореного видно, що існує значна різниця між поведінкою пасивної та активної підвіски.

Зокрема, активна підвіска здатна забезпечити велике зниження значення кута крену, а також усунути коливання, які присутні в реакції пасивної системи. Як додатковий доказ, продуктивність досягнута контролером, також порівнюється з вихідним результатом, де той самий аналіз проводився з електромагнітно-активною суспензією.

Для того, щоб встановити порівняння, необхідно враховувати, що електромагнітний амортизатор має нелінійну характеристику, а також інші параметри чверті автомобіля, такі як підресорена маса, непідресорена маса та

константи жорсткості, мають різні значення стосовно тих, що використовуються для імітувати контролер.

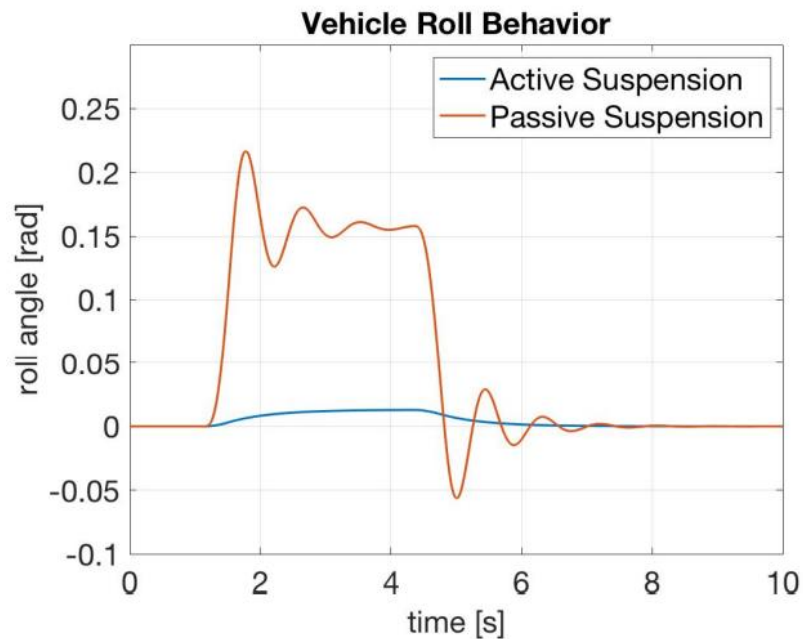


Рисунок 4.4: Порівняння поведінки транспортного засобу при кренах

Порівняння активного пневматичного розчину з електромагнітним наведено на малюнку (4.5).

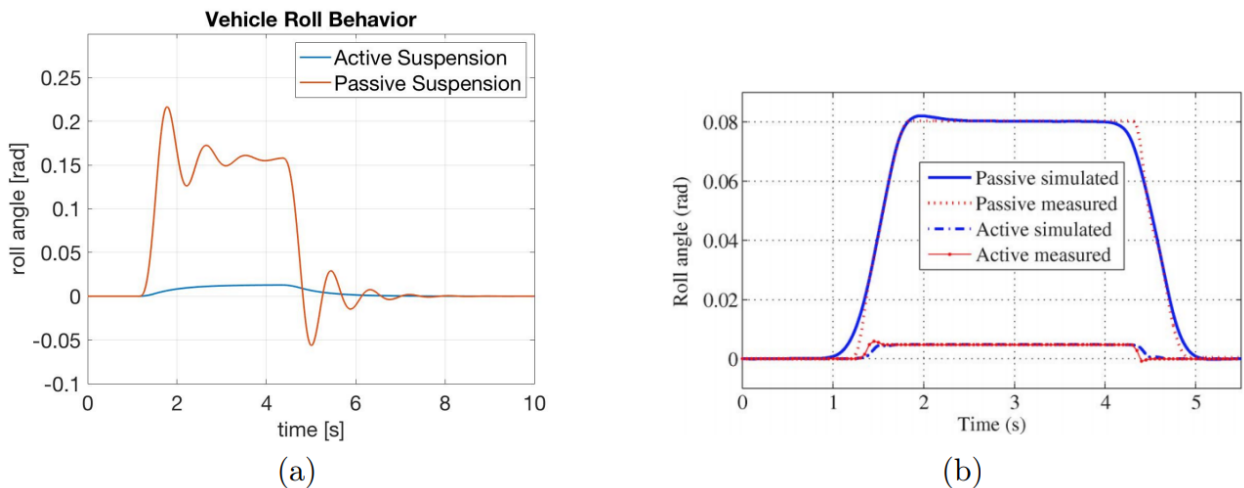
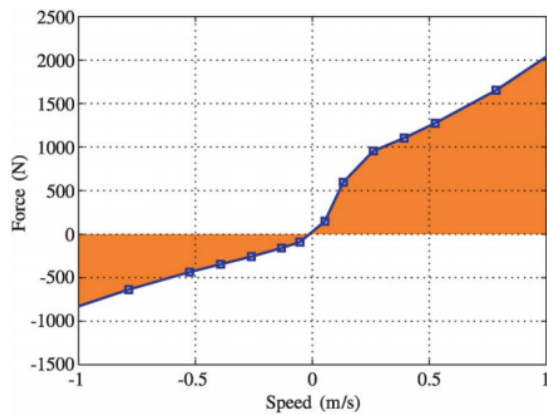


Рис. 4.5: (a) вал пневматичної системи, (b) вал електромагнітної системи

Як видно з малюнка (4.5a), результати, досягнуті впровадженим контролером, подібні до результатів, досягнутих активним демпфером, оскільки обидва представляють різке зниження стосовно значень кута нахилу,

що надходять від пасивної системи. Це свідчить про узгодженість результатів, отриманих впровадженням контролером.



| Parameter                | Value       |
|--------------------------|-------------|
| Sprung mass              | 387 Kg      |
| Passive system stiffness | 29.1 $kN/m$ |
| Active system stiffness  | 31.2 $kN/m$ |

Рисунок 4.6: Параметри для налаштування

## 4.2 Тест 2: Профіль дороги з одним вибоїною

В якості другого випробування використовується профіль дороги, що складається з однієї синусоїдальної нерівності. Метою цього моделювання є представлення класичного сценарію, коли автомобіль наїжджає на нерівність, щоб оцінити вертикальне прискорення та хід підвіски.

### 4.2.1 Налаштування тесту

Форма дороги задається в аналітичній формі виразом:

$$r = \begin{cases} a(1 - \cos(2\pi ft)) & t_2 \leq t \leq t_1 \\ 0 & \text{інакше} \end{cases} \quad (4.2)$$

Де параметр  $a$  відповідає половині висоти нерівності, вираженої в метрах,  $f$  — частота порушення на дорозі,  $t$  — час, а  $t_1$  і  $t_2$  — два залежні від частоти пороги, необхідні для виділення одного косинусного коливання.

Перше моделювання виконується з частотою  $f = 4$  Гц та амплітудою 0,05 м, що відповідає значенню  $a = 0,025$ :

$$r = \begin{cases} 0.025(1 - \cos(8\pi t)) & 0.5s \leq t \leq 0.75s \\ 0 & \text{інакше} \end{cases} \quad (4.3)$$

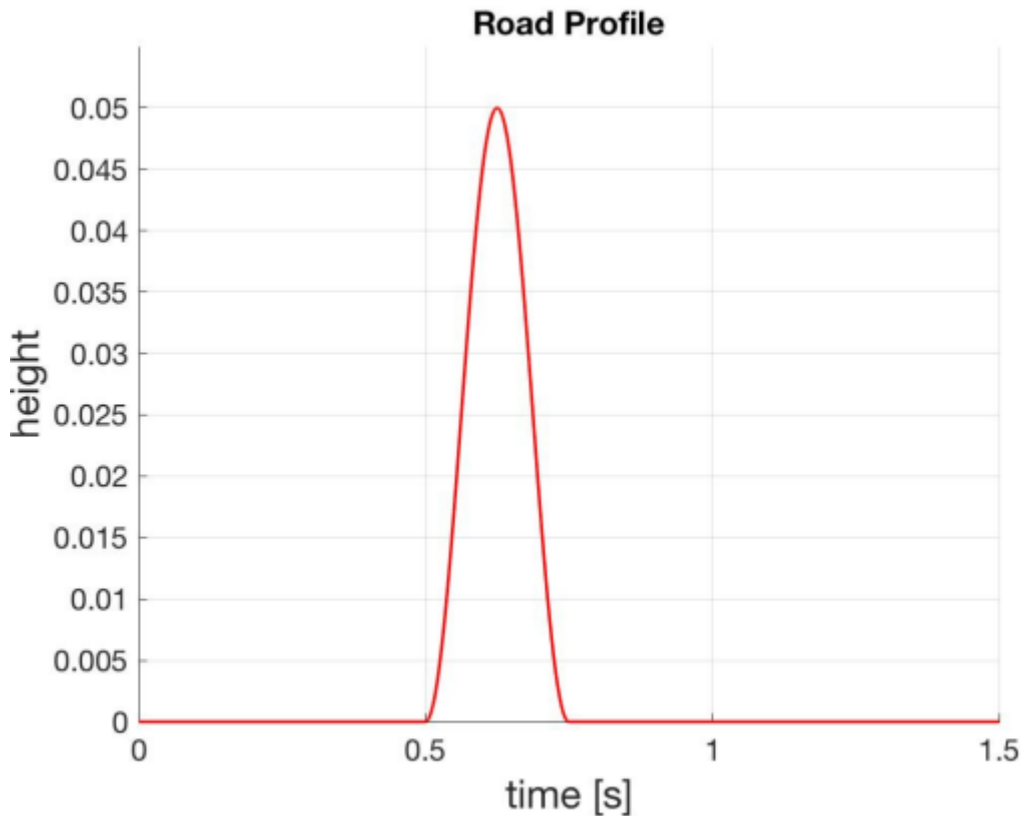


Рисунок 4.7: 0.5 см нерівність

#### 4.2.2 Результати випробувань

Результати випробування, що показують порівняння між пасивними та активними прискореннями та значеннями ходу підвіски, показані на малюнку (4.9) і малюнку (4.8) відповідно.

У відповідь на порушення дороги система підвіски стискається, а потім починає коливатися. Зокрема, як тільки відбій потрапив, система зазнає негативного прогину, що стає меншим для пасивної підвіски, як видно на малюнку (4.8).

Однак така поведінка цілком узгоджується з прийнятою стратегією контролю

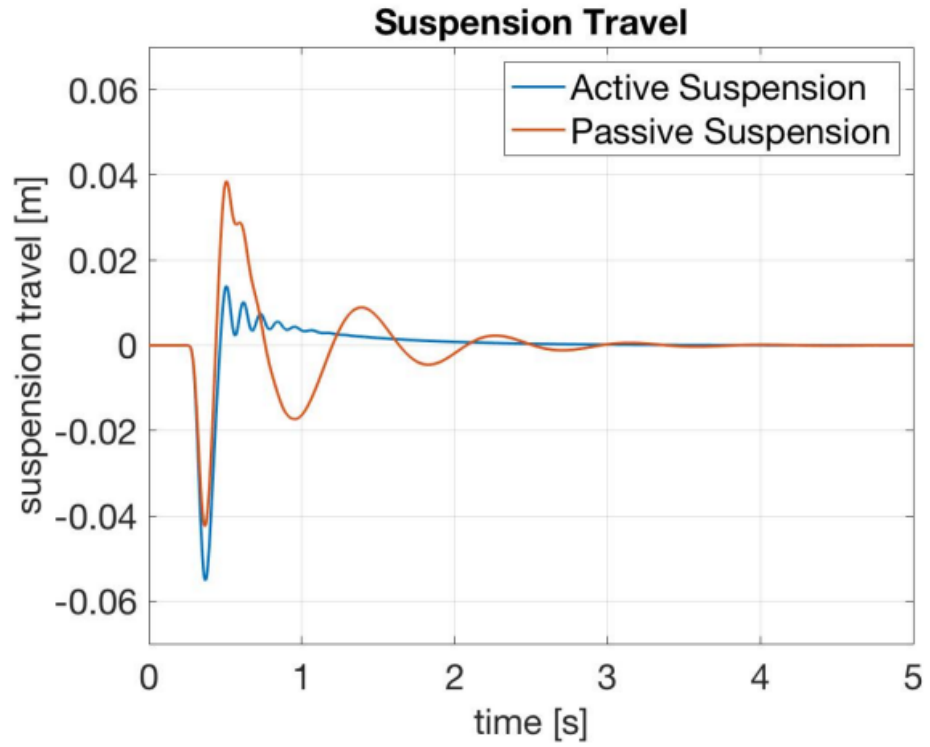


Рисунок 4.8: Порівняння ходу підвіски для нерівності 5 см

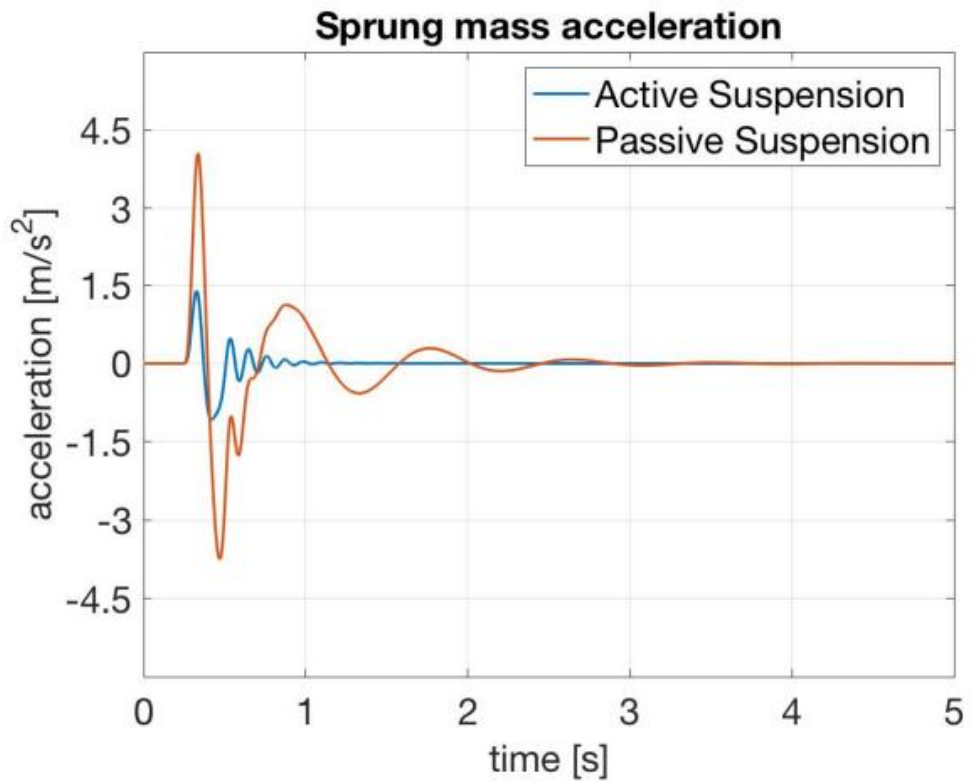


Рисунок 4.9: Вертикальне прискорення підресорної маси для 5-сантиметрової нерівності

Оскільки висота нерівності не змушує хід підвіски подолати межі, для яких контролер повинен зосередитися на зменшенні прогину підвіски, метою активного керування залишається зменшення вертикального прискорення. Це досягається, коли підвісці дозволяється використовувати більшу кількість доступного ходу, що відбувається на графіку 4.8.

З малюнка (4.9) також видно, що значення вертикального прискорення для активної системи значно зменшені стосовно пасивних. Це в кінцевому підсумку призводить до більшого рівня комфорту.

Для того, щоб встановити ефективність регулятора, необхідно також дотримуватись значень команди  $u$ , що виробляється контролером, та зміни внутрішнього тиску для пружини.

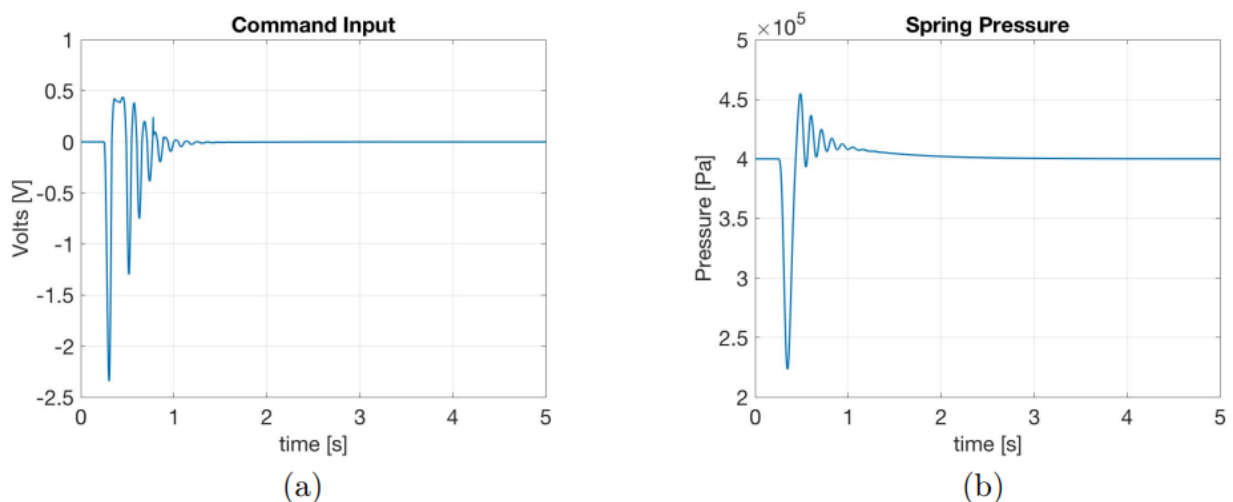


Рисунок 4.10: (a) Вхід команди  $u$ , (b) Зміна тиску пневматичної пружини

Як видно з малюнка 4.10, дотримуються обмеження для обох змінних. Точніше, вхідна напруга знаходиться в діапазоні  $[-5 \text{ V}, 5 \text{ V}]$ , а внутрішній тиск пневматичної пружини не перевищує мінімальний і максимальний рівень тиску, показаний у технічній документації, визначений як 1 бар і 8 барів відповідно. Як наслідок, можна констатувати, що контролер працює належним чином.

Зокрема, він здатний надати пневматичній підвісці м'яку поведінку у відповідь на нерівність дороги, підвищуючи таким чином рівень комфорту для пасажирів, оскільки значення ходу підвіски далекі від максимальної межі.

У таблиці 4.2 наведено підсумок продуктивності, яка була досягнута за допомогою активної підвіски щодо пасивної системи. Чисельні дані підтверджують проведений аналіз.

| <b>Параметр</b>                 | <b>Пасивна система</b> | <b>Активна система</b> | <b>Покращення</b> |
|---------------------------------|------------------------|------------------------|-------------------|
| Макс. Горизонтальне прискорення | 4.5 м/с <sup>2</sup>   | 1.39 м/с <sup>2</sup>  | 65.8%             |
| Макс. Прогин підвіски           | 0.0386 м               | 0.0139 м               | 63.8%             |

Таблиця 4.2: Порівняння результатів одного удару

### 4.3 Тест 3: Пристосованість до дороги та вищі нерівності

Наразі можливості моделі були перевірені для основної мети цієї активної підвіски, а саме для компенсації поведінки при коченні, а також для удару середньої амплітуди. Щоб перевірити, чи здатна система впоратися з більшими нерівностями, а також чи функція адаптації до дороги забезпечує ефективне підвищення продуктивності також і для пневматичної системи, розглядається більш грубий профіль дороги.

#### 4.3.1 Налаштування тесту

Профіль дороги для цього випробування має форму, як у тесті 2, з використанням рівняння (4.2). Висота відбійника спочатку встановлюється на 10 см, що є достатньою висотою, щоб наблизити підвіску до межі ходу. Послідовно збільшується нерівність дороги, визначається новий профіль,

щоб проаналізувати поведінку системи при погіршенні стану дороги. У цьому тесті, окрім значень ходу підвіски та вертикального прискорення, також буде спостерігатися зміна параметрів ( $m_1$ ,  $m_2$ ) (див. рівняння (3.6) і малюнок (3.2b)).

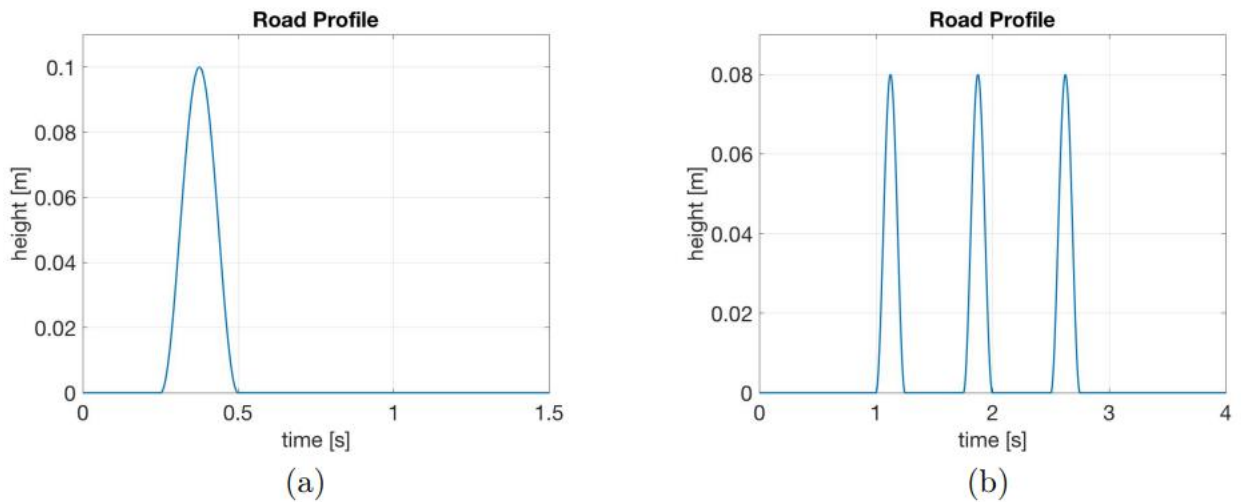


Рисунок 4.11: (a) нерівність 10 см, (b) Профіль нерівної дороги

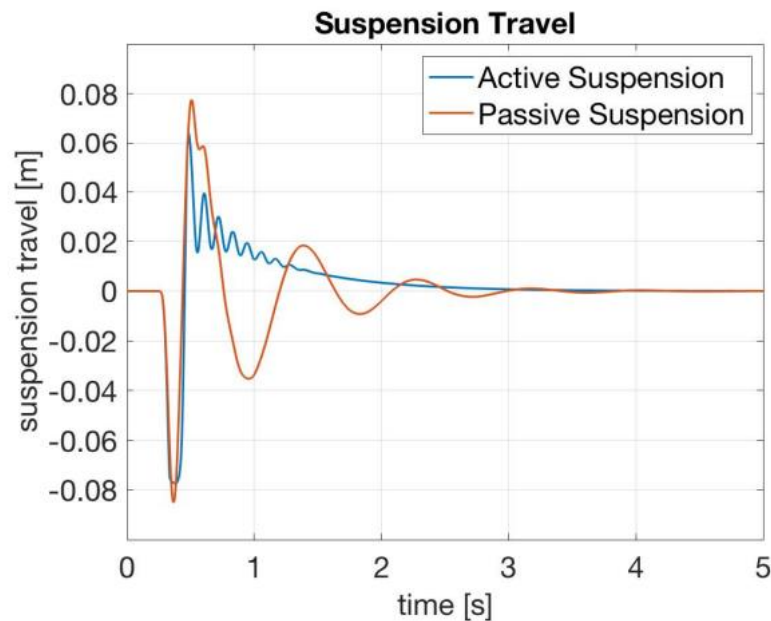
### 4.3.2 Результати тесту та обговорення

Симуляції виконуються, але для обох профілів доріг виконання припиняється, і Simulink не може його завершити. Для того, щоб зрозуміти причини відмови, спочатку розглядається активна сила, створювана пневматичною пружиною. Як зазначено в попередньому розділі, він виходить як добуток між зміною тиску та активною площею пневматичної пружини. Через збільшення висоти горбика також збільшується сила, необхідна для компенсації порушення. Оскільки параметр площі вважався постійним, для того, щоб збільшити зусилля для подолання удару, зміна тиску повинна приймати більші значення з точки зору величини. Як наслідок, фізичні межі тиску, накладені пружиною, долаються при ударі по нерівності. Для того, щоб перевірити цю гіпотезу, параметр актуатора змінено.

Зокрема, вона вважається пневматичною пружиною з більшою площею (табл.4.3), але з характеристикою зусилля-зміщення, подібною до вихідної, тобто майже лінійною, так що розгляд сили приводу, зроблений у розділі 3,

залишається незмінним. Інші параметри, включаючи жорсткість, залишаються фіксованими. З новим параметром пневматичної пружини профілі доріг (рисунки (4.11a) і (4.11b)) знову перевіряються. Спроби успішні, і моделювання завершено.

Перший проведений тест - це одиничний удар. Як добре видно з малюнка (4.12), через збільшену висоту нерівності як активна, так і пасивна підвіски сильно стискаються при досягненні вибоїни. Однак у цьому випадку прогин активної системи долає нижню межу, пов'язану з комфортом, визначену в рівнянні (3.6) параметром  $-m_1$ . Як наслідок, контролер буде спрямований на збереження керованості, таким чином обмежуючи хід підвіски. Таким чином, активна підвіска демонструє знижену цінність, як під час стиснення, так і під час розтягування, стосовно пасивної системи.



Малюнок 4.12: Порівняння ходу підвіски для нерівності 10 см

Побічним ефектом зміни цілі керування, з іншого боку, є збільшення вертикального прискорення, як видно з малюнка (4.13). Вертикальне прискорення для активної підвіски показує великий позитивний пік понад  $30 \text{ м/с}^2$ , тоді як максимальне значення для пасивної системи становить близько  $10 \text{ м/с}^2$

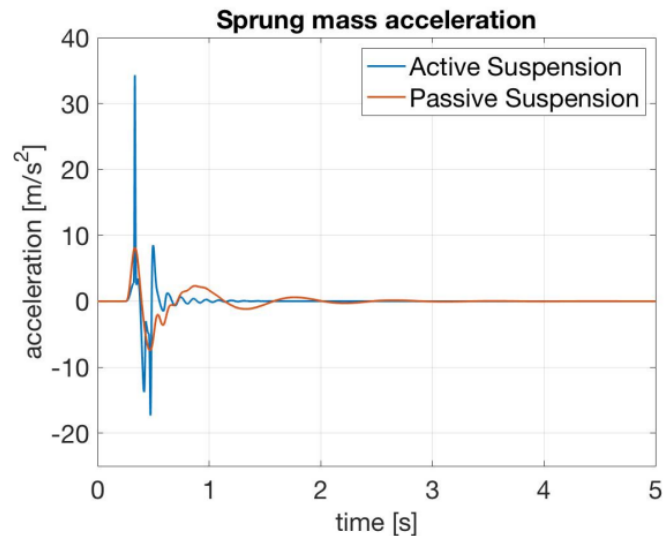


Рисунок 4.13: Порівняння вертикального прискорення для 10-сантиметрової нерівності

Це наслідок компромісного управління. Дорожнє покриття вимагає більш жорсткої поведінки від активної підвіски, що означає зниження комфорту. Однак слід враховувати, що пікові значення спостерігаються протягом дуже короткого періоду часу, а коливання, як при прискоренні, так і в ході підвіски, швидко гасять для активної системи. Другий проведений тест стосується нерівного профілю дороги. Він моделюється як серія горбків заданої висоти, у даному випадку 8 см, поспіль.

На графіку (4.14) показано значення ходу підвіски разом із параметром  $m_1$ , який повинен змінюватися при погіршенні стану дорожнього покриття.

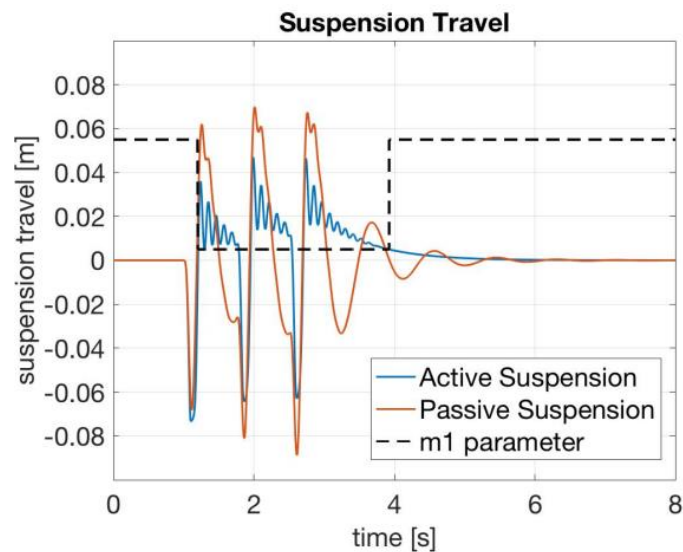


Рисунок 4.14: Хід підвіски на нерівній дорозі

Як добре видно, активна система працює краще стосовно пасивної підвіски. Важливе зауваження, однак, пов'язане з параметром  $m_1$ . Як видно з темної пунктирної лінії на графіку, контролер здатний розпізнати зміну дорожніх умов. Відповідно до поведінки, поясненої в розділі 3.2.2, при дотриманні необхідних умов параметр змінюється зі значення, придатного для гладких доріг ( $m_{1smooth}$ ), на значення, призначене для нерівних доріг ( $m_{1rough}$ ). Ця умова відповідає варіації першого кроку в сюжеті. Потім це значення зберігається до тих пір, поки стан дорожнього покриття не покращиться, коли відбудеться зміна другого кроку. Варіація відповідного параметра  $m_2$ , не показана на графіку (4.14), є додатковою до параметра  $m_1$ . Графік для вертикального прискорення показаний на малюнку (4.15). Можна помітити, що і в цьому випадку ця величина має дещо більші значення стосовно пасивної системи, як наслідок керування компромісом підвіски. Зокрема, найвищий пік з'являється, коли пара  $(m_1, m_2)$  є для гладких доріг, тоді як після адаптації піки значно зменшуються. З проведеного аналізу як для окремої вибоїни, так і для профілю нерівної дороги можна констатувати, що контролер працює відповідно до очікуваної поведінки. У першому випадку він здатний обмежити прогин підвіски. В останньому, окрім того, що гарантує зменшення відносного переміщення підвіски, контролер змінює параметри  $m$  з «гладких» на «грубих» і навпаки, відповідно до дорожніх умов, щоб покращити реакцію системи. Однак для того, щоб встановити якість досягнутих показників, необхідно враховувати значення виходу регулятора  $u$ .

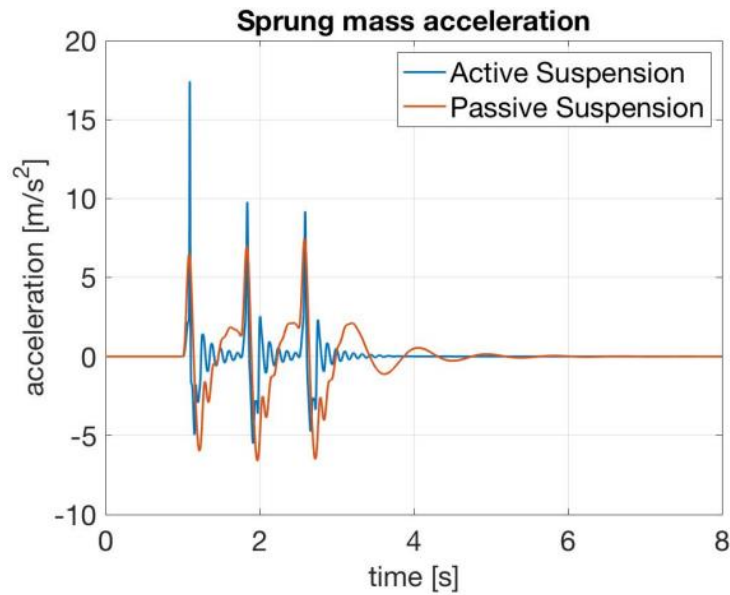


Рисунок 4.15: Вертикальне прискорення на нерівній дорозі

Цей параметр суворо пов'язаний з максимальною та мінімальною напругою, що застосовується до пневматичного клапана, а також з енергоспоживанням системи. Отже, ця перевірка необхідна, оскільки, окрім забезпечення необхідного комфорту або керованості, значення напруги та споживання енергії повинні бути в прийнятному діапазоні. Перед виконанням аналізу нагадуємо, що межі для  $u$  для керування пневматичним клапаном представлені робочим діапазоном  $[-5V, 5V]$ .

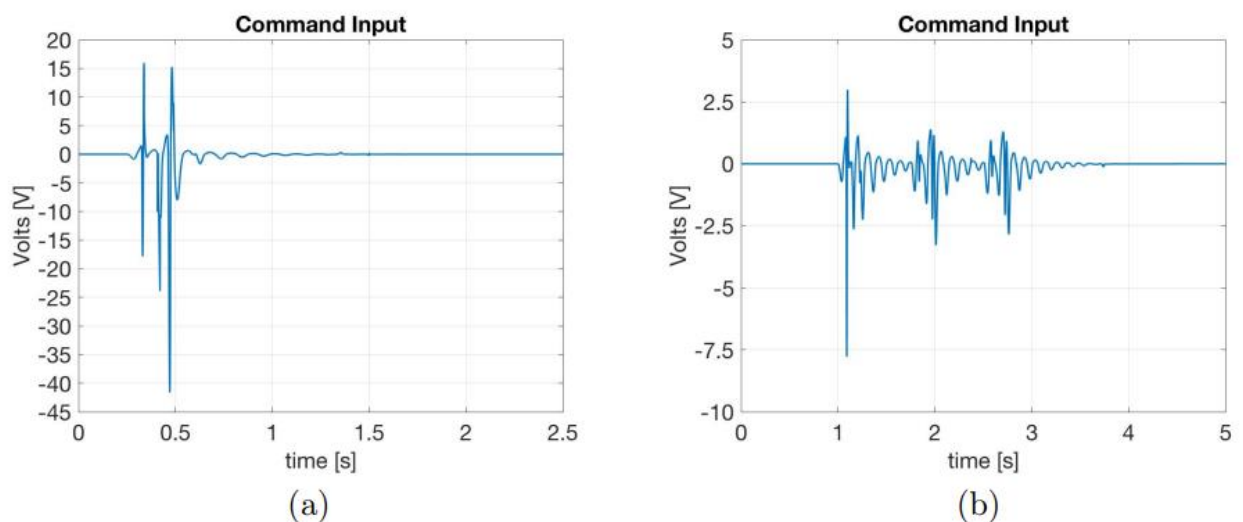


Рисунок 4.16: (a) Значення напруги для 10-сантиметрового ями, (b) Значення напруги для грубого профілю

Значення контрольного виходу для одиничного 10-сантиметрового вибухового збурення представлені на малюнку (4.16а).

Як видно з графіка, вихідна напруга регулятора перевищує максимальне та мінімальне значення, які допускаються для керування клапаном. Враховуючи серію з 3 горбків висотою 8 см, вихід контролера показаний на малюнку (4.16b). У цьому випадку можна відзначити пікове значення, яке долає максимальну напругу, яку можна подати на клапан. Він досягається, коли зустрічається перший удар, потім відбувається зменшення і значення повертаються в безпечний діапазон. В результаті цього подальшого аналізу можна констатувати, що контролер демонструє очікувану поведінку, коли підвіска стикається з нерівностями більшого розміру. Зокрема, компроміс обробляється правильно, а параметри алгоритму коригуються відповідно до зміни стану профілю дороги. Однак межі напруги перевищені. Як наслідок, також вища споживання енергії системою при роботі з більшими нерівностями або з нерівним профілем дороги.

| <b>Параметри</b>                  | <b>Значення</b> |
|-----------------------------------|-----------------|
| Початкова зона повітряної пружини | 0.0075 $m^2$    |
| Нова зона повітряних джерел       | 0,021 $m^2$     |

Таблиця 4.3: Параметр «Нова область».

## Розділ 5. ФУНКЦІОНАЛЬНО-ВАРТІСНИЙ АНАЛІЗ ПРОГРАМНОГО ПРОДУКТУ

У даному розділі проведена оцінка основних функціональних та вартісних характеристик комп'ютерного моделювання активної підвіски автомобіля.

Нижче наведено аналіз різних варіантів реалізації модулю з метою вибору оптимальної стратегії створення програмного продукту, враховуючи при цьому як економічні фактори, так і на характеристики продукту, що впливають на продуктивність роботи і на його сумісність з апаратним забезпеченням. Для цього було використано апарат функціонально-вартісного аналізу.

Функціонально-вартісний аналіз – це технологія оцінки реальної вартості продукту або послуги незалежно від організаційної структури компанії. Прямі та побічні витрати розподіляються по продуктам та послугам у залежності від потрібних обсягів ресурсів на кожному етапі виробництва. Виконані на цих етапах дії у контексті метода ФВА називаються функціями. Мета ФВА полягає у забезпеченні найбільш оптимального розподілу ресурсів, що виділені на виробництво продукції або надання послуг, на прямі та непрямі витрати. У даному випадку – аналізу функцій програмного продукту й виявлення усіх витрат на реалізацію цих функцій.

Метод ФВА починається з визначення послідовності функцій, необхідних для виробництва продукту. Спочатку йдуть всі можливі функції, які розподіляються по двом групам: ті, що впливають на вартість продукту і ті, що не впливають. Також на цьому етапі оптимізується сама послідовність скороченням кроків, що не впливають на витрати.

Для кожної функції визначається повний обсяг річних витрат та кількість робочих часів. На основі даних оцінок визначається кількісна

характеристика джерел витрат. Після визначення джерел витрат проводиться кінцевий розрахунок витрат на виробництво продукту.

## 5.1 Постановка задачі техніко-економічного аналізу

Метод ФВА був застосований для проведення техніко-економічний аналізу розробки системи активної підвіски автомобіля. Оскільки основні проектні рішення стосуються всієї системи, кожна окрема підсистема має їм задовольняти. Тому фактичний аналіз представляє собою аналіз функцій програмного продукту, призначеного обробки та аналізу даних моделювання.

### 5.1.1 Обґрунтування функцій програмного продукту

Головна функція  $F_0$  – розробка програмної моделі, який вирішує задачу моделювання та аналіз активної підвіски автомобіля. Виходячи з конкретної мети, можна виділити наступні основні функції програмного продукту:

$F_1$  – вибір потрібної моделі.

$F_2$  – вибір мови програмування

$F_3$  – вибір середовища для моделювання.

Кожна з основних функцій може мати декілька варіантів реалізації.

Функція  $F_1$ :

- 1) Модель напівактивної підвіски
- 2) Модель активної підвіски

Функція  $F_2$ :

- 1) Python
- 2) Simulink
- 3) AMPL

Функція  $F_3$ :

- 1) PyCharm
- 2) Matlab
- 3) AMPL IDE

### 5.1.2 Варіанти реалізації основних функцій

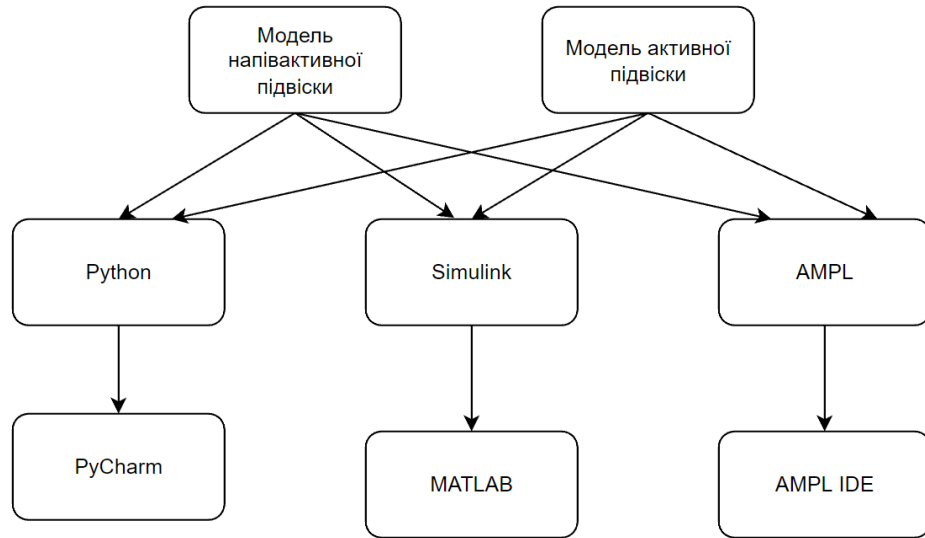


Рисунок 5.1 – Морфологічна карта варіантів реалізації функцій

На основі цієї карти побудовано позитивно-негативну матрицю варіантів основних функцій (табл. 5.1)

| Основна функція | Варіант реалізації | Переваги  | Недоліки  |
|-----------------|--------------------|---|---|
| F <sub>1</sub>  | a)                 | Легша модель для виробництва  | Не дозволяє використовувати повний контроль підвіски, для компромісу між комфортом та жорсткістю.   |
|                 | b)                 | Компромис між дорожнім пробігом, комфортом, зносом шин. Усуває крен кузова під час поворотів на високій швидкості. Шини можна вирівняти по осі, що забезпечує оптимальну продуктивність при наїзді на нерівність або в поворотах. | Системи активної підвіски дороги в порівнянні з їх пасивними аналогами. Ще один недолік активної підвіски полягає в тому, що вона складніша, що завжди є проблемою, якщо щось піде не так.  |
| F <sub>2</sub>  | a)                 | Кросплатформенність, повна зворотня сумісність  | Складність коду, невисока продуктивність  |
|                 | b)                 | Набір інструментів систем управління містить багато попередньо вбудованих блоків для загальних функцій, сигналів і моделей заводу, які допомагають аналізувати вхідні та вихідні реакції.   | Simulink вимагає багато потужності процесора та ресурсів комп'ютера, щоб працювати без збоїв. Разом із середовищем MATLAB, стандартна інсталяція споживає багато дискового простору та стає більше, коли додається більше наборів інструментів. |
|                 | c)                 | Подібність синтаксису з математичним позначенням задач оптимізації.   | Нестача навичок для написання коду та використання  |
| F <sub>3</sub>  | a)                 | Гарна підтримка, швидкодія, безкоштовний  | Тільки для Python   |

|  |    |  |   |
|--|----|--|---|
|  | b) | Великі функціональні можливості        | Тільки використовується з Simulink            |
|  | c) | Зручний інтерфейс, багатофункціональна | Розширена версія платна, займає великий об'єм |

Таблиця 5.1 Позитивно-негативна матриця варіантів основних функцій

На основі аналізу позитивно-негативної матриці робимо висновок, що при розробці програмного продукту деякі варіанти реалізації функцій варто відкинути, тому, що вони не відповідають поставленим перед програмним продуктом задачам. Ці варіанти відзначені у морфологічній карті.

Функція  $F_1$ :

Оскільки однією з цілей ФВА є скорочення витрат на розробку програмного продукту, варіант А має бути відкинуто, оскільки він є помітно дорожчим за альтернативи, та не підходить до точної задачі.

Функція  $F_2$ :

Варіант А варто відкинути, оскільки він передбачає використання мову програмування зі складним синтаксисом, та невисокою продуктивністю, що може збільшити час та витрати на створення моделі.

Функція  $F_3$ :

Оскільки, вибір попереднього пункту суттєво прив'язаний до середовища, пункт А можемо відкинути.

Таким чином, будемо розглядати такі варіанти реалізації програмного продукту:

$$- F_1(B) - F_2(B) - F_3(B)$$

$$- F_1(B) - F_2(V) - F_3(V)$$

Для оцінювання якості розглянутих функцій обрана система параметрів, описана нижче.

## 5.2 Обґрунтування системи параметрів програмного продукту

### 5.2.1 Опис параметрів

На підставі даних про основні функції, що повинен реалізувати програмний продукт, вимог до нього, визначаються основні параметри виробу, що будуть використані для розрахунку коефіцієнта технічного рівня.

Для того, щоб охарактеризувати програмний продукт, будемо використовувати наступні параметри:

- X1 – об'єм пам'яті, необхідний для збереження та обробки даних під час виконання програми;
- X2 – потенційний об'єм програмного коду, який необхідно створити розробнику;
- X3 – швидкодія операцій мови програмування в залежності від обраного середовища.

### 5.2.2 Кількісна оцінка параметрів

Гірші, середні і кращі значення параметрів вибираються на основі вимог замовника й умов, що характеризують експлуатацію програмного продукту як показано у таблиці 5.2

| Опис параметру                     | Умовні позначення | Одиниці виміру | Значення параметру |         |       |
|------------------------------------|-------------------|----------------|--------------------|---------|-------|
|                                    |                   |                | гірші              | середні | кращі |
| Об'єм пам'яті, що використовується | X1                | Мб             | 64                 | 32      | 8     |
| Потенційний об'єм коду             | X2                | Строк коду     | 600                | 400     | 200   |
| Швидкодія мови програмування       | X3                | с              | 180                | 80      | 30    |

За даними таблиці 5.2 будуються графічні характеристики параметрів (див. рис. 5.2–5.4).

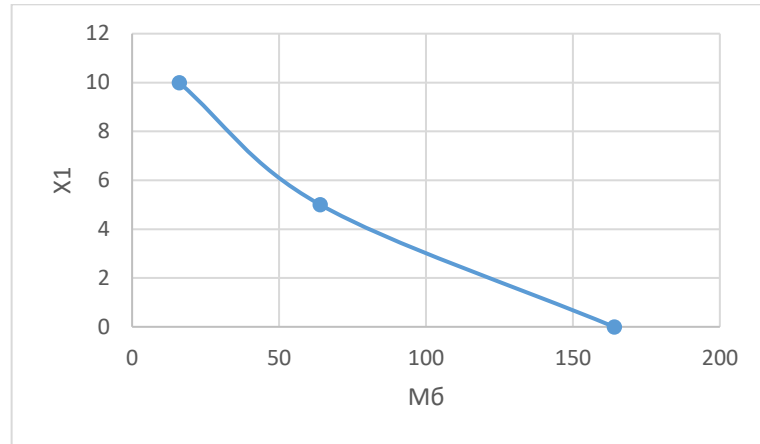


Рисунок 5.2 – Об'єм пам'яті, що використовується

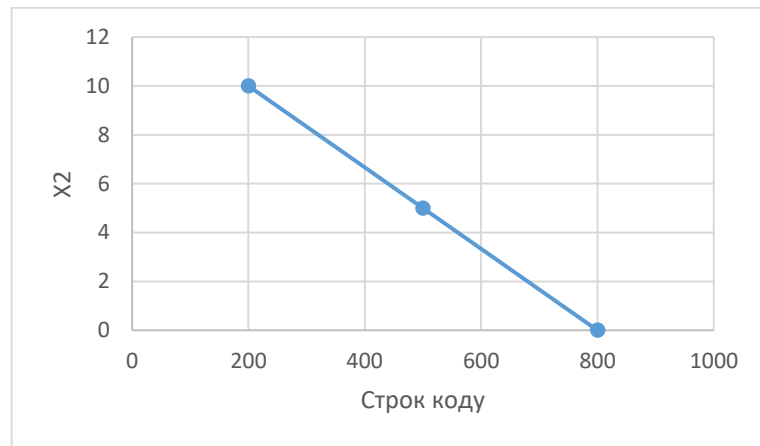


Рисунок 5.3 – Потенційний об'єм коду

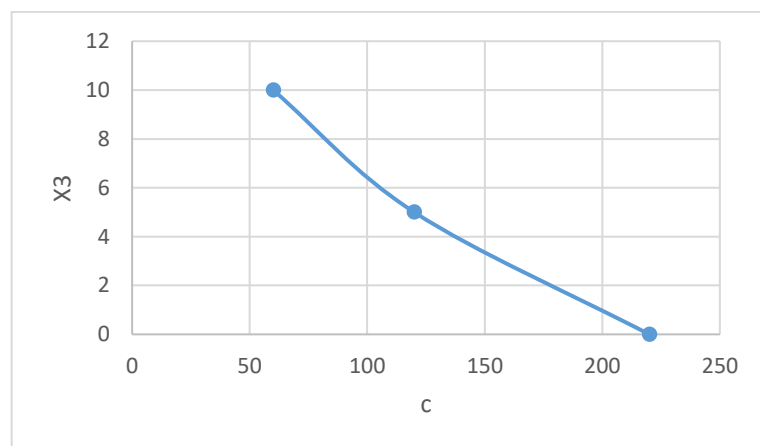


Рисунок 5.4 – Швидкодія мови програмування

### 5.2.3 Аналіз експертного оцінювання параметрів

Після детального обговорення й аналізу кожний експерт оцінює ступінь важливості кожного параметру для конкретно поставленої цілі – розробка програмного продукту, який має найбільш зручний інтерфейс та зрозумілу взаємодію з користувачем

Значимість кожного параметра визначається методом попарного порівняння. Оцінку проводить експертна комісія із 5 людей. Визначення коефіцієнтів значимості передбачає.

- 1) визначення рівня значимості параметра шляхом присвоєння різних рангів;
- 2) перевірку придатності експертних оцінок для подальшого використання;
- 3) визначення оцінки попарного пріоритету параметрів;
- 4) обробку результатів та визначення коефіцієнту значимості.

Результати експертного ранжування наведені у таблиці 5.3

| Параметр | Ранг параметра за оцінкою експерта |    |    |    |    | Сума рангів | Відхилення $\Delta_i$ | $\Delta_i^2$ |
|----------|------------------------------------|----|----|----|----|-------------|-----------------------|--------------|
|          | 1                                  | 2  | 3  | 4  | 5  |             |                       |              |
| X1       | 2                                  | 4  | 2  | 4  | 3  | 15          | -5                    | 25           |
| X2       | 3                                  | 1  | 4  | 3  | 4  | 15          | -5                    | 25           |
| X3       | 5                                  | 5  | 4  | 3  | 4  | 21          | 1                     | 1            |
| Разом    | 10                                 | 10 | 10 | 10 | 10 | 51          | 0                     | 51           |

Таблиця 5.3 – Результати ранжування показників

Для перевірки ступеню достовірності експертних оцінок, визначимо наступні параметри:

- a) сума рангів кожного з параметрів і загальна сума рангів:

$$R_i = \sum_{j=1}^N * r_{ij} = 51,$$

де  $r_{ij}$  – ранг  $i$ -го параметра, визначений  $j$ -м експертом;

$N$  – число експертів.

б) середня сума рангів  $T$ :

$$T = \frac{1}{n} R_i = 17.$$

в) відхилення суми рангів кожного параметра від середньої суми рангів:

$$\Delta_i = R_i - T.$$

г) загальна сума квадратів відхилення:

$$S = \sum_{i=1}^n * \Delta_i^2 = 51.$$

д) коефіцієнт узгодженості (конкордації):

$$W = \frac{12S}{N^2(n^3 - n)} = \frac{12 \cdot 51}{5^2(3^3 - 3)} = 1.02 > W_k = 0,67.$$

Ранжирування можна вважати достовірним, тому що знайдений коефіцієнт узгодженості перевищує нормативний, котрий дорівнює 0,67. Скориставшись результатами ранжирування, проведемо попарне порівняння всіх параметрів і результати занесемо у таблицю 5.4. Числове значення, що визначає ступінь переваги  $i$ -го параметра над  $j$ -тим,  $a_{ij}$  визначається за формулою:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1,5x_i > x_j \\ 1,0x_i = x_j \\ 0,5x_i < x_j \end{cases}$$

Таблиця 5.4 Результати ранжування параметрів

| Параметри | Експерти |   |   |   |   | Підсумкова оцінка | Числове значення коефіцієнтів переваги |
|-----------|----------|---|---|---|---|-------------------|--|
|           | 1        | 2 | 3 | 4 | 5 |                   |  |
| X1,X2     | <        | > | < | > | < | <                 | 0.5                                    |
| X1,X3     | <        | < | < | > | < | <                 | 0,5                                    |
| X2,X3     | <        | < | = | = | = | =                 | 1.0                                    |

З отриманих числових оцінок переваги складемо матрицю  $A = \|a_{ij}\|$ .

Для кожного параметра розрахунок вагомості  $K_{B_i}$  проводиться за наступною формулою:

$$K_{B_i} = \frac{b_i}{\sum_{i=1}^n b_i},$$

де  $b_i = \sum_{j=1}^N a_{ij}$  – вагомість  $i$ -го параметра за результатами оцінок всіх експертів;

$a_{ij}$  – коефіцієнт переваги  $i$ -го на  $j$ -тим параметром.

Відносні оцінки розраховуються декілька разів доти, поки наступні значення не будуть незначно відрізнятися від попередніх (менше 2%). На другому і наступних кроках відносні оцінки розраховуються за наступною формулою:

$$K_{B_i} = \frac{b'_i}{\sum_{i=1}^n b'_i},$$

$$\text{де } b'_i = \sum_{j=1}^N a_{ij} b_j.$$

Як видно з таблиці 5.5, різниця значень коефіцієнтів вагомості після другої ітерації не перевищує 2%, тому додаткові ітерації не потрібні.

У таблиці 5.5 наведено розрахунок вагомості параметрів.

Таблиця 5.5 Розрахунок вагомості параметрів

| Параметри<br>$X_i$ | Параметри $X_j$ |     |     | Перша ітерація |          | Друга ітерація |            |
|--------------------|-----------------|-----|-----|----------------|----------|----------------|------------|
|                    | X1              | X2  | X3  | $b_i$          | $K_{Bi}$ | $b_i^1$        | $K_{Bi}^1$ |
| X1                 | 1               | 0.5 | 0.5 | 2              | 0.222    | 5.5            | 0.2156     |
| X2                 | 1.5             | 1   | 1.0 | 3.5            | 0.388    | 10             | 0.3921     |
| X3                 | 1,5             | 1.0 | 1   | 3.5            | 0.388    | 10             | 0.3921     |
| Разом              |                 |     |     | 9              | 1        | 25.5           | 1          |

### 5.3 Аналіз рівня якості варіантів реалізації функцій

Рівень якості кожного варіанту виконання основних функцій визначається окремо.

Абсолютні значення параметрів X1 (об'єм пам'яті для збереження даних) відповідають технічним вимогам умов функціонування даного ПП.

Абсолютне значення параметра X2 (об'єм коду) відповідає варіанту а) 200 або б) 400 строк.

Абсолютне значення параметра X3 (швидкодія мови програмування) обрано не найгіршим (не максимальним), тобто це значення відповідає варіанту а) 30 або б) 80 с.

Коефіцієнт технічного рівня якості для кожного варіанта реалізації ПП розраховується за формулою:

$$K_{TP} = \sum_{i=1}^n * K_{Bi} B_i,$$

де  $n$  – кількість параметрів;

$K_{Bi}$  – коефіцієнт вагомості  $i$ -го параметра;

$B_i$  – оцінка  $i$ -го параметра в балах.

Розрахунок показників рівня якості представлено у таблиці 4.6.

| Основна функція | Варіант реалізації | Абсолютне значення параметру | Бальна оцінка параметру | Коефіцієнт вагомості параметру | Коефіцієнт якості |
|-----------------|--------------------|------------------------------|-------------------------|--------------------------------|-------------------|
| F1              | Б                  | 8                            | 10                      | 0,2156                         | 2.156             |
| F2              | Б                  | 200                          | 10                      | 0.3921                         | 3.921             |
|                 | В                  | 400                          | 5                       | 0.3921                         | 1,9605            |
| F3              | Б                  | 30                           | 10                      | 0.3921                         | 3.921             |
|                 | В                  | 80                           | 5                       | 0.3921                         | 1,9605            |

Таблиця 5.6 Розрахунок показників якості

Використавши дані, наведені в таблиці 5.6, визначимо рівень якості кожного з варіантів:

- $F_1(Б) - F_2(Б) - F_3(Б) = 2.156 + 3.921 + 3.921 = 9.998$
- $F_1(Б) - F_2(Б) - F_3(В) = 2.156 + 3.921 + 1,9605 = 8.0375$
- $F_1(Б) - F_2(В) - F_3(Б) = 2.156 + 1,9605 + 3.921 = 8.0375$
- $F_1(Б) - F_2(В) - F_3(В) = 2.156 + 1,9605 + 1,9605 = 6.077$

Отже, найкращим є перший варіант, для якого коефіцієнт технічного рівня має найбільше значення.

## 5.4 Економічний аналіз варіантів розробки програмного продукту

Для визначення вартості розробки програмного продукту спочатку проведемо розрахунок трудомісткості.

Всі варіанти включають в себе два окремих завдання:

1. Розробка проекту програмного продукту;
2. Розробка алгоритму збору даних.

Завдання 1 за ступенем новизни відноситься до групи А, завдання 2 – до групи Б. За складністю алгоритми, які використовуються в завданні 1 належать до групи 1; а в завданні 2 – до групи 3.

Для реалізації завдання 1 використовує інформацію у вигляді даних, а завдання 2 використовує стандартні методи збору даних. Проведемо розрахунок норм часу на розробку та програмування для кожного з завдань.

Загальна трудомісткість обчислюється за формулою.

$$T_0 = T_p \cdot K_{\Pi} \cdot K_{СК} \cdot K_M \cdot K_{СТ} \cdot K_{СТ.М}$$

де  $T_p$  – трудомісткість розробки програмного продукту;

$K_{\Pi}$  – поправочний коефіцієнт;

$K_{СК}$  – коефіцієнт на складність вхідної інформації;

$K_M$  – коефіцієнт рівня мови програмування;

$K_{СТ}$  – коефіцієнт використання стандартних модулів і прикладних програм;

$K_{СТ.М}$  – коефіцієнт стандартного математичного забезпечення.

Для першого завдання, виходячи із норм часу для завдань розрахункового характеру степеню новизни А та групи складності алгоритму 1, трудомісткість дорівнює:  $T_p = 55$  людино-днів. Поправочний коефіцієнт, який враховує вид вхідної інформації для першого завдання:  $K_{\Pi} = 1,7$ . Поправочний коефіцієнт, який враховує складність контролю вхідної та

вихідної інформації рівний  $K_{СК} = 1$ . Оскільки при розробці першого завдання використовуються стандартні модулі, врахуємо це за допомогою коефіцієнта  $K_{СТ} = 0,8$ . Тоді загальна трудомісткість програмування першого завдання дорівнює:

$$T_1 = 55 \cdot 1.7 \cdot 0.8 = 74.8 \text{ людино-днів.}$$

Проведемо аналогічні розрахунки для другого завдання, в якому використовується алгоритм третьої групи складності зі ступенем новизни Б, тобто  $T_P = 15$  людино-днів,  $K_{П} = 0,9$ ,  $K_{СК} = 1$ ,  $K_{СТ} = 0,8$ :

$$T_2 = 15 \cdot 0.9 \cdot 0.8 = 10.8 \text{ людино-днів.}$$

Оскільки загальна трудомісткість усіх варіантів реалізації збігаються, їх можна об'єднати в одну групу.

Загальна трудомісткість складає:

$$T_0 = (74.8 + 10.8) \cdot 8 = 684.8 \text{ людино-годин;}$$

В розробці беруть участь програміст з окладом 30000 грн., один аналітик в області конструювання автомобілів 50000 грн, та один інженер-конструктор з окладом 25000 грн. Визначимо середню зарплату за годину за формулою:

$$C_{ч} = \frac{M}{T_m \cdot t} \text{ грн.,}$$

де  $M$  – місячний оклад працівників;

$T_m$  – кількість робочих днів на місяць;

$t$  – кількість робочих годин в день.

$$C_{ч} = \frac{30000 + 25000 + 50000}{3 \cdot 20 \cdot 8} = 218.75 \text{ грн.}$$

Тоді, розрахуємо заробітну плату за формулою:

$$C_{зП} = C_{ч} \cdot T_i \cdot K_{д},$$

де  $C_{ч}$  – величина погодинної оплати праці програміста;

$T_i$  – трудомісткість відповідного завдання;

$K_{д}$  – норматив, який враховує додаткову заробітну плату.

Зарплата розробників за варіантами становить:

$$C_{ЗП} = 218.75 \cdot 979,2 \cdot 1,2 = 257\,040 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальний внесок становить 22%:

$$C_{СВ} = C_{ЗП} \cdot 0,22 = 257\,040 \cdot 0,22 = 56\,548.8 \text{ грн.}$$

Тепер визначимо витрати на оплату однієї машино-години. Оскільки одна ЕОМ обслуговується одним інженером апаратного забезпечення з окладом 11500 грн. та коефіцієнтом зайнятості  $K_3 = 0,2$  то для однієї машини отримаємо:

$$C_{Г} = 12 \cdot M \cdot K_3 = 12 \cdot 11500 \cdot 0,2 = 27\,600 \text{ грн.}$$

З урахуванням додаткової заробітної плати:

$$C_{ЗП} = C_{Г} \cdot (1 + K_3) = 27\,600 \cdot (1 + 0,2) = 33\,120 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальний внесок становить 22%:

$$C_{СВ} = C_{ЗП} \cdot 0,22 = 33\,120 \cdot 0,22 = 7\,286.4 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування розраховуємо за формулою при амортизації 25% та вартості ЕОМ – 25 000 грн.:

$$C_A = K_{ТМ} \cdot K_A \cdot C_{ПР} = 1,15 \cdot 0,25 \cdot 25000 = 7187.5 \text{ грн.}$$

де  $K_{ТМ}$  – коефіцієнт, який враховує витрати на транспортування та монтаж приладу у користувача;

$K_A$  – річна норма амортизації;

$C_{ПР}$  – договірна ціна приладу.

Витрати на ремонт та профілактику розраховуємо за формулою:

$$C_P = K_{ТМ} \cdot K_P \cdot C_{ПР} = 1,15 \cdot 0,05 \cdot 25000 = 1\,437 \text{ грн.}$$

де  $K_P$  – відсоток витрат на поточні ремонти.

Ефективний годинний фонд часу ПК за рік розраховуємо за формулою:

$$T_{ЕФ} = (D_K - D_B - D_C - D_P) \cdot t \cdot K_B, T_{ЕФ} = (365 - 104 - 12 - 16) \cdot 8 \cdot 0,9 \\ = 1\,667,6 \text{ год.}$$

де  $D_K$  – календарна кількість днів у році;

$D_B, D_C$  – відповідно кількість вихідних та святкових днів;

$D_P$  – кількість днів планових ремонтів устаткування;

$t$  – кількість робочих годин в день;

$K_B$  – коефіцієнт використання приладу у часі протягом зміни.

Витрати на оплату електроенергії розраховуємо за формулою:

$$C_{\text{ЕЛ}} = T_{\text{ЕФ}} \cdot N_C \cdot K_3 \cdot C_{\text{ЕЛ}} = 1\,677,6 \cdot 0,65 \cdot 0,2 \cdot 3,7969 = 828,06 \text{ грн.}$$

де  $N_C$  – середньо-споживча потужність приладу;

$K_3$  – коефіцієнтом зайнятості приладу;

$C_{\text{ЕЛ}}$  – тариф за 1 кВт-годин електроенергії.

Накладні витрати розраховуємо за формулою:

$$C_H = C_{\text{ПР}} \cdot 0,67 = 25\,000 \cdot 0,67 = 16\,750 \text{ грн.}$$

Тоді, річні експлуатаційні витрати будуть складати:

$$\begin{aligned} C_{\text{ЕК}} &= C_{\text{ЗП}} + C_{\text{СВ}} + C_A + C_P + C_{\text{ЕЛ}} + C_H, C_{\text{ЕК}} \\ &= 257\,040 + 56\,548,8 + 7\,187,5 + 1\,437 + 828,06 + 16\,750 \\ &= 339\,791,36 \text{ грн.} \end{aligned}$$

Собівартість однієї машино-години ЕОМ дорівнюватиме:

$$C_{\text{МГ}} = \frac{C_{\text{ЕК}}}{T_{\text{ЕФ}}} = \frac{339\,791,36}{1\,677,6} = 202,54 \text{ грн/год.}$$

Оскільки в даному випадку всі роботи, які пов'язані з розробкою програмного продукту ведуться на ЕОМ, витрати на оплату машинного часу складають:

$$C_M = C_{\text{МГ}} \cdot T = 202,54 \cdot 684,8 = 138\,699,392 \text{ грн.}$$

Накладні витрати складають 67% від заробітної плати:

$$C_H = C_{\text{ЗП}} \cdot 0,67 = 257\,040 \cdot 0,67 = 172\,216,8 \text{ грн.}$$

Отже, вартість розробки програмного продукту за варіантами становить:

$$\begin{aligned} C_{\text{ПП}} &= C_{\text{ЗП}} + C_{\text{СВ}} + C_M + C_H, C_{\text{ПП}} \\ &= 257\,040 + 56\,548,8 + 138\,699,392 + 172\,216,8 \\ &= 624\,504,992 \text{ грн.} \end{aligned}$$

Розрахуємо коефіцієнт техніко-економічного рівня за формулою:

$$K_{\text{ТЕР}} = \frac{K_K}{C_{\text{ПП}}} = \frac{10}{624\,504,992} = 1,601 \cdot 10^{-5}$$

## 5.5 Висновки

В результаті виконання економічного розділу були систематизовані і закріплені теоретичні знання в галузі економіки та організації виробництва використанням їх для техніко-економічного обґрунтування розробки методом функціонально-вартісного аналізу.

На основі даних про зміст основних функцій, які повинен реалізувати програмний продукт, були визначені чотири найбільш перспективні варіанти реалізації продукту. Найбільш ефективним виявився третій варіант реалізації функцій ПП, який дає максимальну величину коефіцієнта техніко-економічного рівня, вартість витрат для нього становить  $C_{ПП} = 624504.992$  грн.

Цей варіант передбачає:

- мову програмування Simulink;
- використання середовища MATLAB
- найвищу точність результатів обробки даних.

## Висновки

Ця робота розпочалася з дослідження в літературі основних понять про підвісні системи. Наступний крок полягав у дослідженні пневматичних пружин, оскільки вони були обрані в якості приводу для моделі пневматичної підвіски. Зокрема, пневматичні пружини мають багато переваг у порівнянні з іншими рішеннями.

Перш за все, вони мають знижену вагу та вартість, які є важливими факторами при конструкції автомобіля. Вони також більш екологічні, ніж гідравлічні системи, оскільки використовують стиснене повітря. Це означає, що можливий витік не вплине на навколишнє середовище, оскільки повітря буде виділятися в атмосферу. Крім того, вони підвищують ізоляцію від вібрації кузова автомобіля та зменшують знос шин. Основні результати цього етапу полягали в тому, щоб зазначити, що активні системи можуть впоратися з компромісом між комфортом пасажирів і керованістю, що накладається підвіскою.

Наступний крок полягав у моделюванні пневматичної підвіски. По-перше, були визначені необхідні компоненти. Основними елементами, окрім контролера та моделі автомобіля, є пневматичний клапан і пневматична пружина. Перший необхідний для регулювання потоку повітря під час фаз зарядки та розрядки, а другий відповідає за внесок пружної сили та вироблення активної сили. Пропорційний клапан 3/3 характеризується лише через свою проточну стадію, оскільки його динаміка вважається швидшою за динаміку системи. Швидкість повітряного потоку визначається відповідно до пропорційного співвідношення між відкриттям отвору клапана і

прикладеною напругою. Модель приводу була охарактеризована на основі як даних, наданих виробником, так і фізичних явищ, що відбуваються в пневморесори. Для цього була використана пневматична пружина з майже лінійною характеристикою між силою і переміщенням і об'ємом і переміщенням. Це дозволило вважати жорсткість пружини та ефективну площу постійними значеннями. Для моделювання транспортного засобу використовувалася модель автомобіля на четверть, оскільки вона дає правильне уявлення про вертикальну динаміку автомобіля. Цей аспект є основним для оцінки продуктивності системи. Щоб завершити етап моделювання, набір рівнянь, який представляє підвіску, був інтегрований в MATLAB Simulink.

Останній крок вимагав реалізації відповідної стратегії контролю при зупиненні. Під час дослідження літератури першого етапу було проаналізовано багато рішень. Оскільки нелінійне керування давало можливість належним чином впоратися з компромісом підвіски та нелінійністю пневматичного клапана, було вибрано алгоритм зворотного керування. Зокрема, він був адаптований до пневматичної системи, оскільки спочатку був задуманий для гідравлічної системи. Основною особливістю цієї стратегії є можливість перемістити зусилля контролера з комфорту на керованість і навпаки. Використовуючи вимірювання ходу підвіски, контролер може регулювати реакцію підвіски, роблячи її більш жорсткою або відповідною. Крім того, контролер може зробити висновок про стан дороги з відносного переміщення підвіски. Таким чином, він може налаштувати два внутрішні параметри для подальшого покращення реакції підвіски.

Після завершення моделювання системи та впровадження контролера було проведено тестування за допомогою програмного забезпечення Simulink. Отримані результати порівнюються з результатами пасивної системи, оснащеної механічною пружиною та демпфером. Ефективність виражається в

термінах вертикального прискорення для комфорту, ходу підвіски для керованості та кута крену для проходження поворотів. Перший тест був спрямований на перевірку реакції активної підвіски, коли автомобіль згинається навколо осі крену через передачу навантаження. Результати показали велике зменшення кута крену для активної системи. Додатковим підтвердженням досягнуте покращення виявилось порівнянням з характеристиками активної електромагнітної підвіски в тій же тестовій ситуації.

Другий тест стосується реакції активної суспензії при перетині горбки середнього розміру. Все було як очікувалося, оскільки покращився комфорт, накладаючи на підвіску низьку амортизаційну поведінку. Сценарій водіння третього тесту представляв гірші дорожні умови. По-перше, імітується одна горба більшої висоти. Потім використовується грубий профіль дороги, що складається з трьох нерівностей поспіль. В обох випадках контролер впорався з компромісом, як очікувалося. Зокрема, при обраній висоті нерівностей підвіска повинна досягати межі стиснення свого ходу. Щоб уникнути цієї ситуації, контролер змінив своє призначення, щоб зменшити хід підвіски. Керуюча напруга, що створюється контролером для досягнення цих результатів, з іншого боку, непридатна. Оскільки метою даної роботи було реалізувати базову модель керування пневматичною підвіскою, здатною працювати в звичайних дорожніх ситуаціях, поставлене завдання можна вважати виконаним. Реакція пневматичної активної системи, керованої за допомогою бекстепінгу, покращена як при проходженні поворотів, так і при переїзді через нерівність середньої висоти. Однак, коли дорожні умови погіршуються, продуктивність підтримується шляхом більшої продуктивності контролера.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. 123seminaronly. <http://www.123seminaronly.com/ME/Semi-ActiveSuspension-System.html>.
2. airbagit. <https://www.airbagit.com/Air-Suspension-kits-Frontaxle-p/fbx-f-for-80.htm>.
3. Contitech. <https://www.continental-industry.com/catalogs/iap/Products/Modelseries>.
4. newtruckspring. <http://www.newtruckspring.com/wholesale/torquetr9423-rolling-lobe-air-springreplaces-firestone-w01-358-9423-goodyear-1r12-480/>.
5. Wajdi Sadik Aboud, Sallehuddin Haris, and Yuzita Yaacob. Advances in the control of mechatronic suspension systems. *Journal of Zhejiang University SCIENCE C*, 15:848–860, 10 2014.
6. Kyoung Kwan Ahn et al. Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 333(5):1245–1268, 2014.
7. AirLiftCompany. Air suspension components. <https://www.airliftcompany.com/>.
8. A Alleyne, PD Neuhaus, and J Karl Hedrick. Application of nonlinear control theory to electronically controlled suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 22(5-6):309–320, 1993.
9. W-N Bao, L-P Chen, Y-Q Zhang, and Y-S Zhao. Fuzzy adaptive sliding mode controller for an air spring active suspension. *International Journal of Automotive Technology*, 13(7):1057–1065, 2012.
10. Jung-Shan Lin and Ioannis Kanellakopoulos. Nonlinear design of active suspensions. *IEEE Control Systems Magazine*, 17(3):45–59, 1997. 13. Walter Bergman. Considerations in determining vehicle handling requirements. Technical report, SAE Technical Paper, 1969.

11. Thor I Fossen and Jan P Strand. Tutorial on nonlinear backstepping: Applications to ship control. 1999..
12. F Chang and ZH Lu. Dynamic model of an air spring and integration into a vehicle dynamics model. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222(10):1813–1825, 2008.
13. Shankar Sastry. Nonlinear systems: analysis, stability, and control, volume 10. Springer Science & Business Media, 2013.
14. Fernando J D'Amato and Daniel E Viassolo. Fuzzy control for active suspensions. Mechatronics, 10(8):897–920, 2000.
15. Shankar Sastry. Nonlinear systems: analysis, stability, and control, volume 10. Springer Science & Business Media, 2013.
16. [https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%BD%D0%B0\\_%D0%BF%D1%96%D0%B4%D0%B2%D1%96%D1%81%D0%BA%D0%B0](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%BD%D0%B0_%D0%BF%D1%96%D0%B4%D0%B2%D1%96%D1%81%D0%BA%D0%B0)
17. <https://oborudow.ru/uk/repair-and-maintenance/chto-takoe-adaptivnaya-podveska-aktivnaya-podveska-plyusy-i-minusy/>