

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА  
ТА АРХІТЕКТУРИ**

*Навчально-науковий інститут інноваційних освітніх технологій*

(повне найменування інституту, факультету)

*Кафедра експлуатації та ремонту машин*

(повна назва кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему *Дослідження гальмівної динаміки вантажних автомобілів з EBS*

Виконав: здобувач вищої освіти

*другий (магістерський)*

(рівень вищої освіти)

спеціальності

*274 «Автомобільний транспорт»*

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

*ОПП «Автомобільний транспорт»*

(вид та назва освітньої програми)

групи *АТз-21мп*

*Володимир ЗАХАРЧЕНКО*

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник

*Олександр ЛИХОДІЙ*

(ім'я та прізвище)

Рецензент

*Олександр ГОЛУБЧЕНКО*

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою.)

Секретар ЕК

(підпис)

*Віталій БОГОМОЛОВ* /

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2022

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА  
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Інститут, факультет ННІОТ  
Кафедра експлуатації та ремонту машин  
Рівень вищої освіти другий (магістерський)  
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»  
(шифр та назва)  
Освітня програма ОПП «Автомобільний транспорт»  
(вид та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_  
к.т.н., доц. Олександр ЛИХОДІЙ  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 року

**З А В Д А Н Н Я  
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Володимиру ЗАХАРЧЕНКУ  
(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Дослідження гальмівної динаміки вантажних автомобілів з EBS

керівник роботи к.т.н., доцент, Олександр ЛИХОДІЙ  
(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від «26» вересня 2022 року № 359-кв

2. Строк подання роботи до захисту «22» грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи Технічна характеристика вантажного автомобіля DAF XF95 з гальмівною системою EBS. Довідкова система середовища імітаційного моделювання Simscape/Simulink/MATLAB.

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ.  
1. Аналіз існуючих схем гальмівного керування з EBS та пневматичним приводом.  
2. Моделювання гальмівної динаміки вантажного автомобіля з EBS.  
3. Результати теоретичних досліджень. Висновки. Список використаних джерел.

## 5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6. Дата видачі завдання « 12 » вересня 2022 року

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Розрахунково-пояснювальна записка:		
1.1	<i>Вступ. Аналіз існуючих схем гальмівного керування з EBS та пневматичним приводом</i>	<i>до 29.09</i>	
1.2	<i>Моделювання гальмівної динаміки вантажного автомобіля з EBS.</i>	<i>до 20.10</i>	
1.3	<i>Результати теоретичних дояліджень</i>	<i>до 17.11</i>	
1.4	<i>Висновки. Список використаних джерел</i>	<i>до 30.11</i>	
2	Оформлення кваліфікаційної роботи	<i>до 07.12</i>	
3	Підготовка до попереднього захисту кваліфікаційної роботи	<i>до 14.12</i>	

Здобувач вищої освіти

(підпис)

/ Володимир ЗАХАРЧЕНКО /

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

/ Олександр ЛИХОДІЙ /

(ім'я та прізвище)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження гальмівної динаміки вантажних автомобілів з EBS» складається із 64 аркушів формату А4, на яких містяться 3-ри розділи, 11-ть таблиць, 33-ри рисунки, 12-ть джерел інформації.

Об'єкт дослідження. Робочі процеси, що відбуваються в елементах електронно-пневматичної гальмівної системи EBS вантажних автомобілів.

Предмет дослідження. Методологія складання структурної моделі робочої гальмівної системи EBS.

За мету кваліфікаційної роботи прийнято розробка загальних підходів моделювання сучасних автомобільних мехатронних пристроїв, а також, розробка параметричної універсальної моделі робочої гальмівної системи EBS для подальшого використання у складі імітаційних моделей системи активної безпеки.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень доповнюють освітній курс «Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів» раціональним підходом до процесу моделювання гальмівної динаміки вантажних автомобілів.

Матеріали кваліфікаційної роботи доповідались на Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції, присвяченій До дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (Харків, ХНАДУ, 19-21 жовтня 2022 р.).

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** ВАНТАЖНИЙ АВТОМОБІЛЬ, РОБОЧА ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, EBS, ДИНАМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ТЕСТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ МОДЕЛЕЙ.

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП .....	5
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ З EBS ТА ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ .....	8
1.1. Вимоги до робочої гальмівної системи автомобіля .....	8
1.2. Огляд існуючих електро-пневматичних гальмівних систем .....	9
1.3. Сучасний підхід до моделювання технічних систем .....	17
Висновки до першого розділу .....	21
2. МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ДИНАМІКИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З EBS .....	22
2.1. Складання математичної моделі процесу гальмування вантажного автомобіля .....	22
2.2. Будова гальмівної системи вантажного автомобіля DAF-XF95 .....	35
2.3. Складання імітаційної моделі гальмівної динаміки вантажного автомобіля з EBS .....	37
Висновки до другого розділу .....	47
3. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	48
3.1. Технічна характеристика вантажного автомобіля .....	48
3.2. Результати визначення гальмівного шляху вантажного автомобіля .....	51
Висновки до третього розділу .....	59
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	62
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	64

## ВСТУП

Висока ефективність систем гальмівного керування є однією з найважливіших умов забезпечення безпеки руху при збільшенні швидкостей і маси автомобілів. Гальмова система одна з автономних систем керування, за допомогою якої водій регулює швидкість руху або робить екстрену зупинку в небезпечній ситуації. Вимога високої ефективності гальмування знаходиться в протиріччі з вимогою збереження стійкості руху й керованості автомобіля під час гальмування, то актуальним є розвиток наших знань про оптимізацію процесу гальмування.

Одною з головних вимог до гальмової системи сучасного автомобіля є стабільність вихідних параметрів (параметрична надійність). Внаслідок цього важливо мати у своєму розпорядженні дані про режими роботи й енергонавантаженості гальм. Тільки з урахуванням таких даних може бути створена гальмівна система, вихідна характеристика якої буде досить стабільною в умовах високої енергонавантаженості. Найбільш нестабільною ланкою гальмівної системи є гальмівний механізм.

Міжнародні вимоги до гальмівних систем змінюються кожні два роки, їх підвищують ускладнюючи конструкцію її елементів. Складність побудови алгоритмів для електронних систем полягає у відсутності досконалих математичних моделей, що використовуються для дослідження динамічних властивостей транспортних засобів. Сучасні стенди для випробування ефективності гальмівних систем мають велику вартість, дослідження динаміки руху автомобіля на випробувальних полігонах, що знаходяться за кордоном є економічно недоцільним. Тобто, на сьогодні має місце актуальність в розробці досконалих математично-імітаційних моделей руху транспортних засобів, це підтверджується тенденціями розвитку цього питання у таких розвинутих країнах, як Швеція, Франція, Німеччина та ін.

**Актуальність теми.** Очевидно, що «інтелектуалізація» систем і агрегатів автомобіля є прогресивним напрямом підвищення ефективності автомобілів.

Приміром, електроніка контролює функціонування двигуна (EMS), трансмісії (ASR, TCS, EDS), гальмівної системи (EBS, ABS), курсову стійкість (ESP, ESC), поперечну стійкість (ARS) автомобіля. Безперечна перевага активного управління – оптимізація режимів роботи систем, вузлів, агрегатів; запобігання нерегламентованих режимів, що підвищує працездатність, надійність і ресурс автомобіля. Для якісного здійснення віртуальних випробувань руху автомобіля з використанням сучасних програмних комплексів необхідно безперервно вдосконалювати розрахункові моделі шляхом врахування більшої кількості чинників, що впливають на параметри його руху.

Світовий досвід автомобілебудування показує об'єктивні якісні переходи як у принципах моделювання динаміки транспортних засобів, так і в методах аналізу. Це, насамперед, аналіз із використанням методу кінцевих елементів й чисельного інтегрування, орієнтація на повноцінні State-of-the-Art Automotive Multi-body і Real-Time моделі. Останнє реалізовано в таких потужних пакетах, як: ANSYS, ADAMS-AUTO, SIMPACK, MATLAB SIMULINK – створених у тому числі й для автомобільної промисловості.

**Об'єкт дослідження.** Робочі процеси, що відбуваються в елементах електронно-пневматичної гальмівної системи EBS вантажних автомобілів.

**Предмет дослідження.** Методологія складання структурної моделі робочої гальмівної системи EBS.

За мету кваліфікаційної роботи прийнято розробка загальних підходів моделювання сучасних автомобільних мехатронних пристроїв, а також, розробка параметричної універсальної моделі робочої гальмівної системи EBS для подальшого використання у складі імітаційних моделей системи активної безпеки.

У відповідності до сформульованої мети визначимо наступні **задачі**:

1. Проаналізувати існуючі схеми гальмівних систем з EBS, визначити особливості конструкцій їх елементів. Визначити тенденції математичного моделювання технічних систем.

2. Розробити динамічну та імітаційну розрахункові моделі для визначення параметрів гальмування вантажного автомобіля з урахуванням особливостей робочої гальмівної системи.

3. Порівняти отримані в процесі тестування запропонованих розрахункових моделей результати процесу гальмування вантажного автомобіля з результатами, отриманими за формулою з теорії автомобілів.

**Методи дослідження.** Теоретичні, шляхом створення параметричної універсальної моделі робочої гальмівної системи EBS вантажного автомобіля, заснованої на основних положеннях теоретичної механіки, векторного числення у матричній формі.

**Апробація результатів досліджень.** Основні положення кваліфікаційної роботи доповідались на Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції, присвяченій До дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (Харків, ХНАДУ, 19-21 жовтня 2022 р.), матеріали доповіді опубліковані у збірнику наукових праць конференції за темою: «Моделювання робочої гальмівної системи EBS для сидельних автопоїздів».



## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СХЕМ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ З EBS ТА ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

#### 1.1. Вимоги до робочої гальмівної системи автомобіля

Гальмівні системи автомобіля згідно з ДСТУ 3649-2010 повинні відповідати наступним вимогам, [2].

1. Показники ефективності гальмування робочої гальмівної системи, що повинні контролюватися, та їх значення наведені у табл. 1.1, 1.2, 1.3. Вибір показників обумовлюється вибраним методом контролю: за методом стендових випробувань визначаються показники, зазначені у таблиці 1.1, за методом дорожніх випробувань – у табл. 1.2 або 1.3. Допустиме максимальне зусилля на гальмівній педалі для АТЗ категорії М1 не більше 490 Н, для АТЗ інших категорій – не більше 686 Н.

Таблиця 1.1.

Нормативні значення показників ефективності робочої гальмівної системи для стендових випробувань.

Категорія АТЗ	Загальна питома гальмівна сила ( $\gamma_r$ ), не менше ніж	Коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс осі, %, не більше ніж	Тривалість спрацьовування ГС на стенді, сек, не більше ніж <sup>7) 8)</sup>
M <sub>1</sub> , M <sub>1</sub> G, M <sub>2</sub> , M <sub>2</sub> G, M <sub>3</sub> , M <sub>3</sub> G, N <sub>1</sub> , N <sub>1</sub> G	0,50 <sup>1) 2)</sup>	30	0,8 <sup>6)</sup>
N <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> G, N <sub>3</sub> , N <sub>3</sub> G, O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	0,45 <sup>3) 4) 5)</sup>		

При використанні метода дорожніх випробувань, будь-яка частина АТЗ під час гальмування не повинна виходити за межі коридору руху шириною 3,5 м.

2. Значення коефіцієнтів сумісності ланок автопоїзда повинні бути не менше ніж 0,9.

Таблиця 1.2.

Нормативні значення усталеного сповільнення для дорожніх випробувань.

Категорія АТЗ	Усталене сповільнення ( $j_{уст}$ ), м/с <sup>2</sup> , не менше ніж	Тривалість спрацьовування ГС, сек, не більше ніж <sup>6)</sup>
M <sub>1</sub> , M <sub>1</sub> G, M <sub>2</sub> , M <sub>2</sub> G, M <sub>3</sub> , M <sub>3</sub> G, N <sub>1</sub> , N <sub>1</sub> G	5 <sup>1) 2)</sup>	0,8 <sup>5)</sup>
N <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> G, N <sub>3</sub> , N <sub>3</sub> G	4,5 <sup>3)</sup>	
O <sub>1</sub> , O <sub>2</sub> , O <sub>3</sub> , O <sub>4</sub>	4,3 <sup>4)</sup>	

Таблиця 1.3.

Нормативні значення гальмівного шляху для дорожніх випробувань.

Тип АТЗ	Категорія	Гальмівний шлях ( $S_2$ ) для початкової швидкості ( $V_0$ ) не більше, м <sup>1)</sup>	
		40 км/год	іншої
одиначні	M <sub>1</sub>	14,7	$V_0 \times (0,10 + V_0/150)$
	M <sub>2</sub> , M <sub>3</sub> , N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub>	18,3	$V_0 \times (0,15 + V_0/130)$
	N <sub>3</sub>	19,5	$V_0 \times (0,18 + V_0/130)$
автопоїзди	M <sub>1</sub>	16,6	$V_0 \times (0,15 + V_0/150)$
	N <sub>1</sub> , N <sub>2</sub> , N <sub>3</sub>	19,5	$V_0 \times (0,18 + V_0/130)$

3. Асинхронність тривалостей спрацьовування РГС ланок автопоїзда не повинна перевищувати 0,3 сек.

## 1.2. Огляд існуючих електро-пневматичних гальмівних систем

Компанія WABCO, починаючи з 1996 року невпинно розвиває і модернізує системи EBS. На наступних схемах показані різні версії системи та відмінності між ними. Залежно від виробників транспортних засобів показані наступні відмінності між системами та їх версіями:

1) конфігурація систем від 4S/3M до 6S/6M;

- 2) реалізація роз'єднувальних функцій;
- 3) алгоритми управління причепом;
- 4) електронні інтерфейси;
- 5) принципи роботи ABS.

Збільшення комфорту та безпеки під час гальмування завдяки EBS. Водій натискає на педаль з певним зусиллям. EBS передає це зусилля за допомогою електроніки всім компонентам гальмівної системи. Електронне керування забезпечує зменшення часу реакції і порогу чутливості гальмівного циліндру. Також застосування електроніки дозволяє більш точно дозувати гальмівний момент. Результат: зручне гальмування незалежно від завантаження транспортного засобу і значне зменшення гальмівного шляху.

У цей же час, функції закладені в систему EBS, забезпечують стійкість руху і збереження керованості транспортного засобу під час гальмування. Автоматичний перерозподіл гальмівних сил між передніми і задніми осями залежно від завантаження відбувається завдяки системі керування пробуксовування коліс DSC. Одночасно система DSC забезпечує оптимальну узгодженість із причепом під час гальмування. Таким чином зусилля в зчіпці автопоїзда під час гальмування буде мінімальним. Контроль тяги здійснюється через вбудований протибуксований регулятор буксування. Допомога при рушанні здійснюється, завдяки вбудованій протибуксовальній функції.

Оптимізація зношування гальмівних колодок і легкість обслуговування завдяки EBS. Система EBS від компанії WABCO має можливість постійного контролю над ступенем зношування гальмівних колодок. Тому, планове обслуговування і заміна гальмівних колодок можуть бути скоординовані одне з одним. У зв'язку з цим при проходженні планового обслуговування необхідно провести заміну всіх гальмівних колодок.

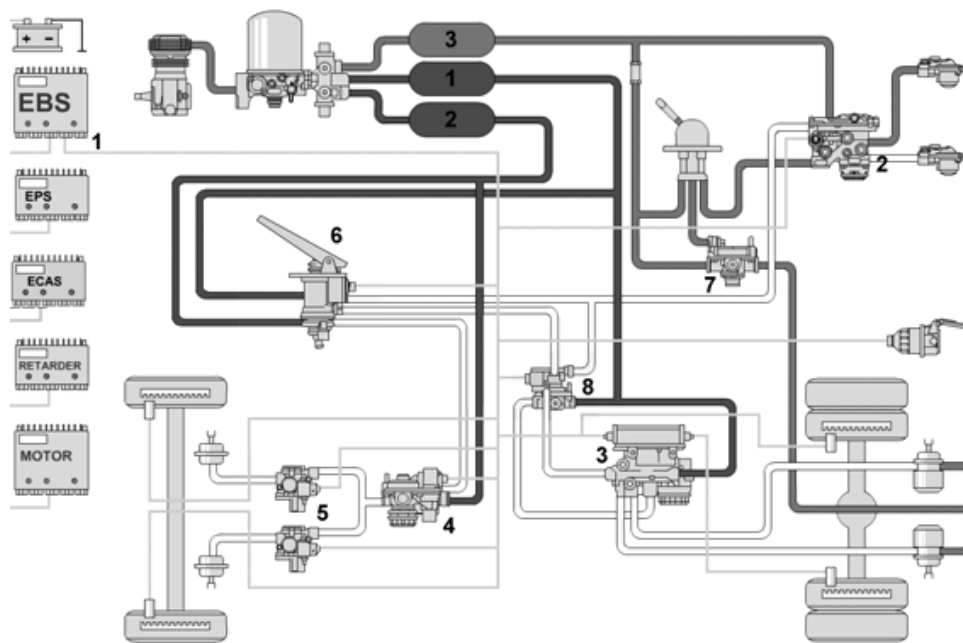
Працездатність усіх компонентів системи EBS постійно перевіряється вбудованою функцією самоконтролю. У разі визначення несправності або помилки функціонування, водій транспортного засобу негайно інформується через відповідні сповіщувачі. Причину проблеми можливо визначити за

допомогою діагностичного приладу або індикаторів, вбудованих у панель приладів транспортного засобу. Завдяки великій кількості функцій вбудованої системи самоконтролю додаткове технічне обслуговування практично не потрібно.

**1.2.1. Система EBS 1A версії А.** EBS 1A (Daimler Chrysler: EPB) створена для вантажівок. Випускалась з 1996 по 2000 роки.

Система має гальмівний кран 6 (рис. 1.1) і роз'єднувальний клапан 8 з п'ятьма пневматичними з'єднаннями. У більш пізніх версіях кількість пневматичних з'єднань зменшилась, оскільки між гальмівним краном і роз'єднувальним клапаном була виключена окрема лінія стисненого повітря.

На відміну від систем інших виробників, обмін даними в цій системі відбувається по шині стандарту IES корпорації Daimler Chrysler.



1 – центральний електронний блок керування EBS; 2 – кран керування гальмівною системою причепа; 3 – модулятор осі; 4 – пропорційний прискорювальний клапан; 5 – магнітний клапан ABS; 6 – гальмівний кран; 7 – прискорювальний клапан; 8 – роз'єднувальний клапан задньої осі

Рис. 1.1. Гальмівна система EBS 1A для вантажівок

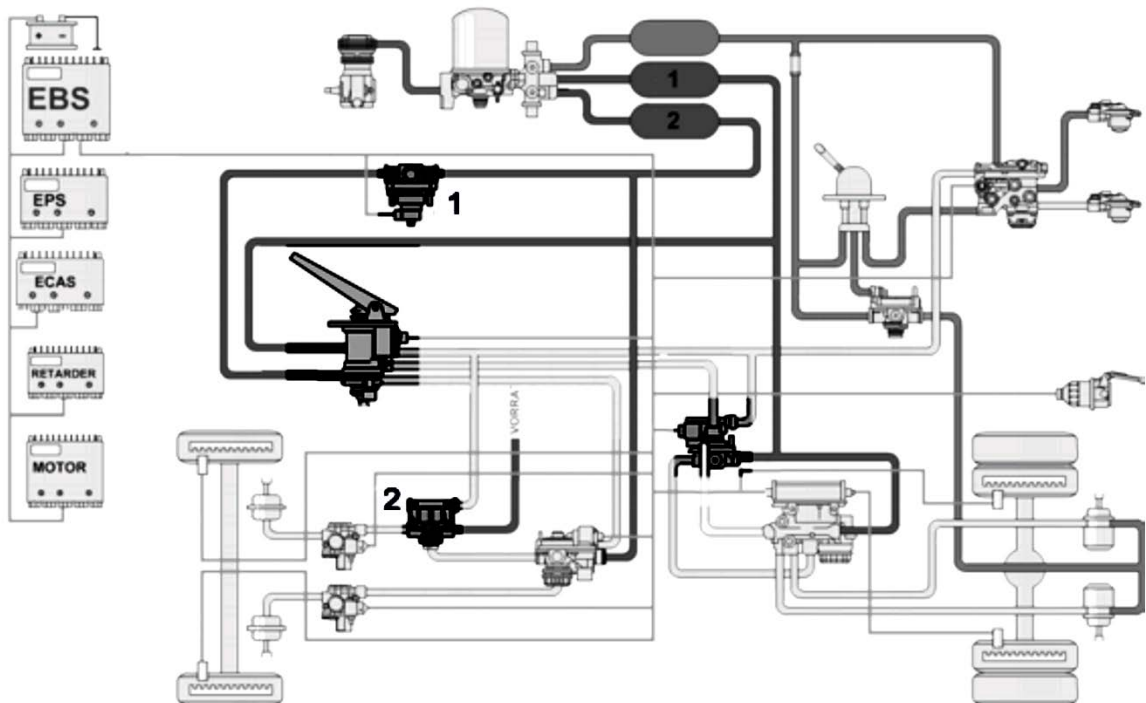
**1.2.2. Система EBS 1A версії В.** EBS 1A (для Daimler Chrysler: EPB) створена для автопоїздів (рис. 1.2). Випускалась з 1996 по 2000 роки.

У систему для автопоїздів компанії Daimler Chrysler було додано два спеціальні клапани. Клапан обмеження тиску 9 (рис. 1.2), що запобігає блокуванню коліс переднього мосту при русі без вантажу і додатковий гальмівний клапан 10, що забезпечує мінімальні гальмівні характеристики під час несправності контуру передньої осі.

На відміну від систем інших виробників, обмін даними в цій системі виконується по шині стандарту IES корпорації Daimler Chrysler.

Структура інших систем аналогічна версії для вантажівок (див рис. 1.1).

**1.2.3. Система EBS 1B версії С.** EBS 1B (для Daimler Chrysler: EPB) створена для автопоїздів (рис. 1.2). Випускалась з 2001 по 2004 роки.



1 – клапан обмеження тиску; 2 – додатковий гальмівний клапан при несправності контуру передньої осі

Рис. 1.2. Гальмівна система EBS 1A/1B для автопоїздів

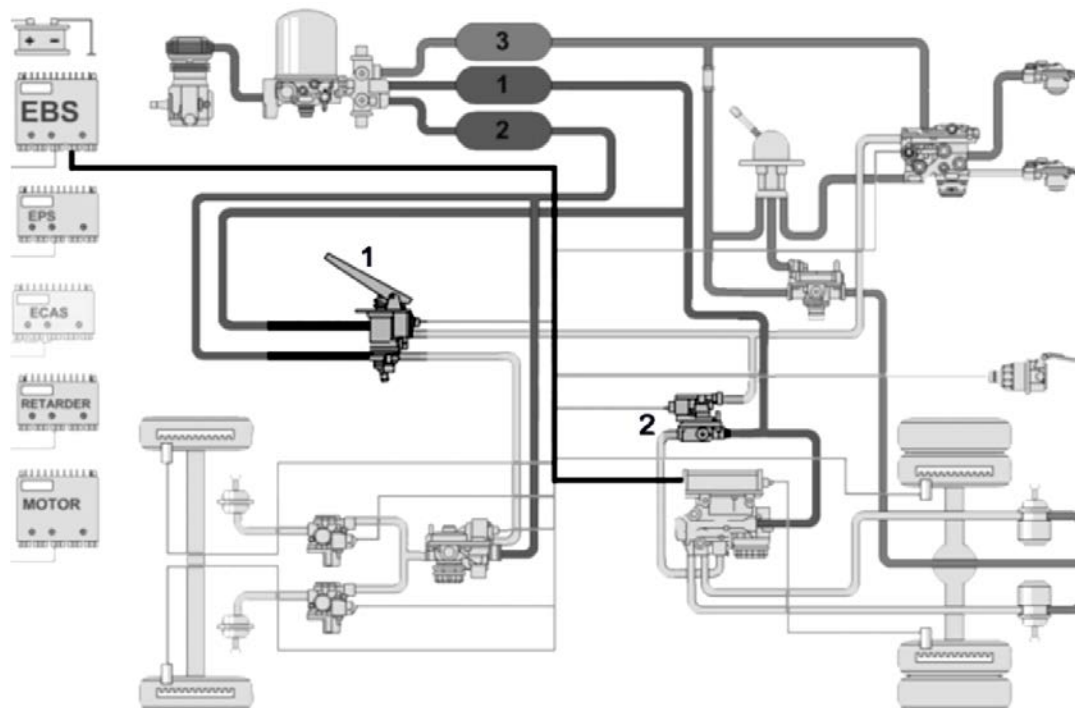
Починаючи з 2001 року разом з корпорацією Daimler Chrysler була впроваджена нова версія системи EBS із вбудованою функцією керування стійкістю ESC. Швидкість обміну даними шини становить 500 Кбіт/с.

У спеціальній версії для транспортних засобів Daimler застосована шина стандарту IES.

**1.2.4. Система Euro EBS / EBS 1B).** Створена для вантажівок DAF, Iveco (рис. 1.3). Випускалась з 2000 по 2004 роки.

Схема першої значної модернізації системи EBS представлена на рис. 1.3. У системі Euro EBS гальмівний кран має тільки дві пневматичні лінії керування, а роз'єднувальний клапан має тільки одне пневматичне з'єднання з лінією керування. На відміну від попередніх версій для Daimler Chrysler, застосовується шина обміну даних стандарту SAE. Швидкість обміну даними шини становить 500 Кбіт/с.

Електронна система керування стійкістю ESC не застосовувалась.

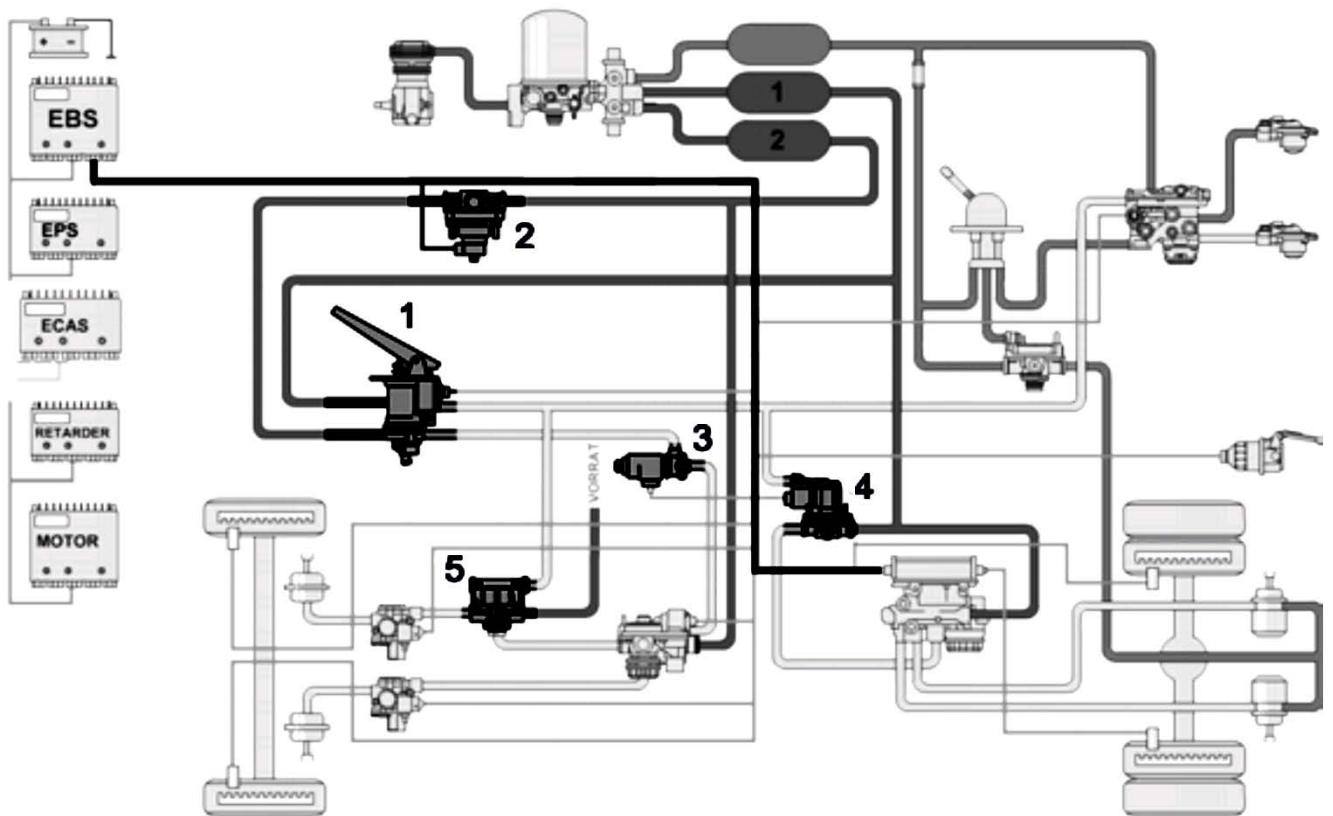


1 – гальмівний кран; 2 – роз'єднувальний клапан

Рис. 1.3. Гальмівна система Euro EBS / EBS 1B для вантажівок.

**1.2.5. Система EBS 1В версії Е.** EBS 1В для Daimler Chrysler Actros MP II створена для вантажівок і автопоїздів (рис. 1.4). Випускалась починаючи з 2004 року.

У цій версії (рис. 1.4) системи спеціально для Actros MP II застосований гальмівний кран із двома пневматичними лініями керування. Клапан обмеження тиску 2 запобігає блокуванню коліс переднього моста під час руху автомобіля без вантажу. Додатковий гальмівний клапан 5 забезпечує мінімальні гальмівні характеристики під час несправності контуру передньої осі.



1 – гальмівний кран; 2 – клапан обмеження тиску; 3 – прискорювальний запірний клапан; 4 – роз’єднувальний клапан задньої осі; 5 – додатковий гальмівний клапан при несправності контуру передньої осі

Рис. 1.4. Гальмівна система EBS 1В для Actros MP II

Одним з нововведень цієї системи є прискорювальний запірний клапан (relay stop valve) 3 у контурі передньої осі. У гальмівній системі для вантажного

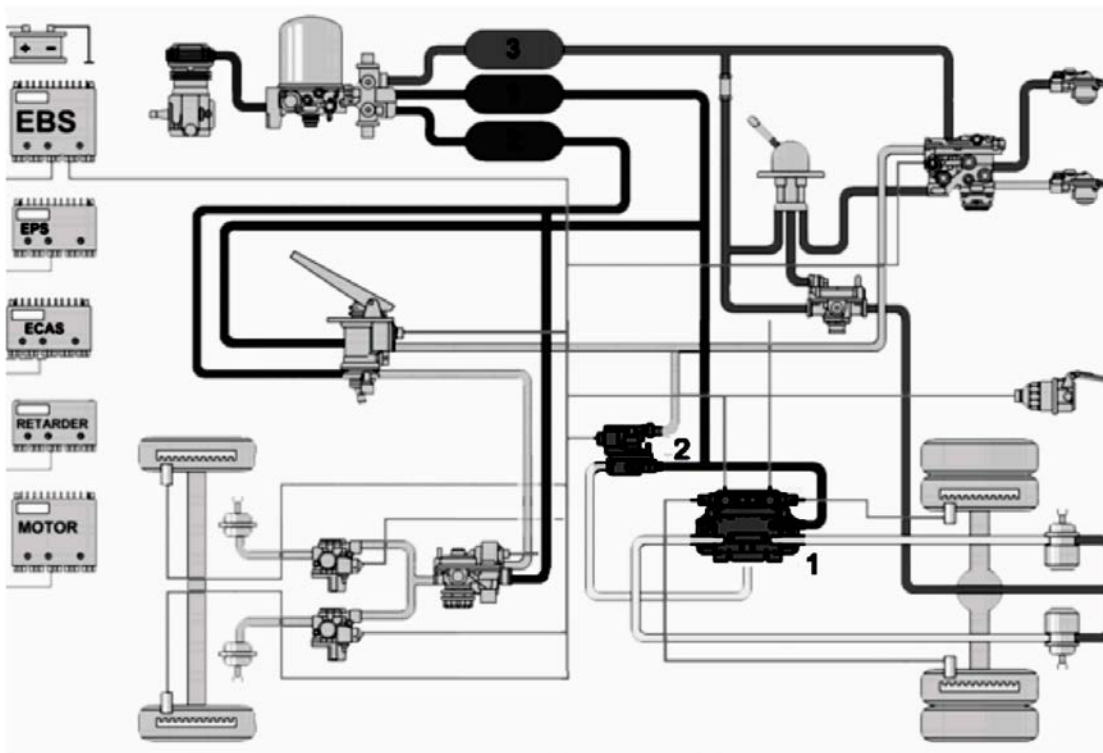
автомобіля та автопоїзда передбачений роз'єднувальний клапан задньої осі 4, який має тільки одне пневматичне з'єднання, на відміну від попередніх версій. Обмін даними відбувається по шині стандарту IES.

Шина даних, що має швидкість обміну 500 Кбіт/с може бути з'єднана із блоком електронної системи керування стійкістю ESC.

**1.2.6. Система EBS Evolution / EBS 1C версії F.** EBS Evolution / EBS 1C (тобто DAF) створена для вантажівок (рис. 1.5). Випускалась починаючи з 2004 року.

Дану версію відрізняє легкий і компактний модулятор осі 1 (рис. 1.5). Швидкість обміну даними шини становить 500 Кбіт/с, відповідно до стандарту SAE.

У системі не передбачений роз'єднувальний клапан, що встановлений на задній осі 2 (рис. 1.5) у версії для автопоїздів. Існує можливість підключення системи ESC.



1 – модулятор осі 2-го покоління; 2 – роз'єднувальний клапан задньої осі

Рис. 1.5. Гальмівна система EBS Evolution для вантажівок



Одним з нововведень цієї системи є прискорювальний запірний клапан (relay stop valve) 3 у контурі передньої осі. У гальмівній системі для вантажного автомобіля та автопоїзда передбачений роз'єднувальний клапан задньої осі 4, який має тільки одне пневматичне з'єднання, на відміну від попередніх версій. Обмін даними відбувається по шині стандарту IES.

Шина даних, що має швидкість обміну 500 Кбіт/с може бути з'єднана із блоком електронної системи керування стійкістю ESC.

Модулятор осі 2-го покоління більш сучасний і потужний модулятор, при цьому, має менші габаритні розміри, був представлений з версією системи EBS Evolution версії F в 2004 році. У цій системі швидкість обміну інформацією між блоком керування EBS і модулятором осі становить 500 Кбіт/с.

**1.2.7. Система EBS Compact / EBS 2A версії G.** EBS Compact / EBS 2A (тобто MAN) створена для вантажівок з конфігурацією системи 4S/3M. Випускається починаючи з 2005 року.

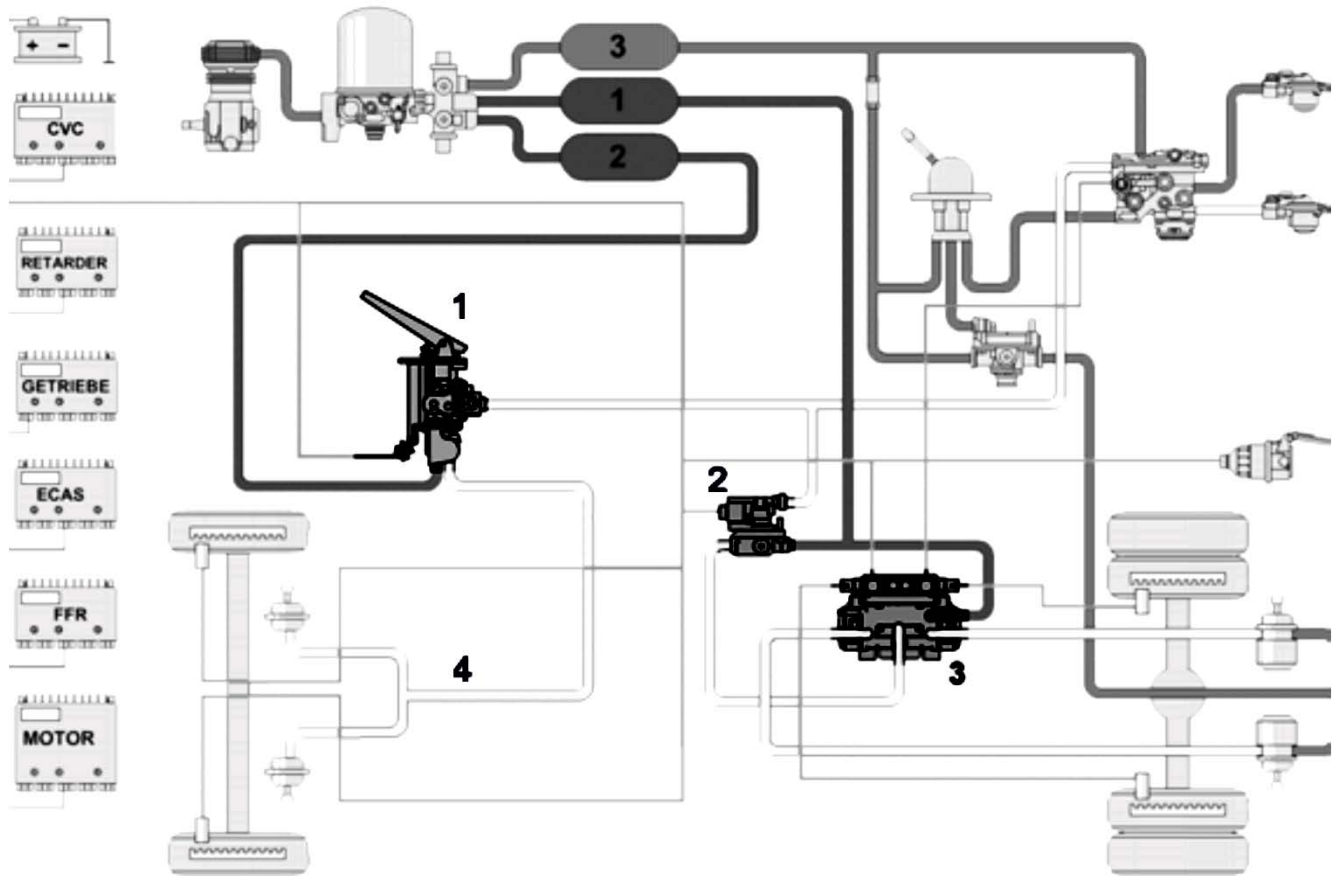
У системі застосовується центральний блок 1 (рис. 1.6), у якому скомбіновані гальмівний кран, пропорційний прискорювальний клапан і центральний електронний блок керування. При натисканні на педаль гальма, блок CBU видає електричний і резервний пневматичні сигнали. При нормальному функціонуванні, гальмівний тиск у передній осі регулюється електронним регулятором, а лінія резервного тиску не використовується.

У систему встановлюється модулятор осі 3 (рис. 1.6).

У системі не передбачений роз'єднувальний клапан, що встановлений на задній осі 2 у версії для автопоїздів.

Модель EBS Compact з конфігурацією 4S/3M призначена для вантажівок малої вантажопідйомності і автопоїздів. Гальмівний тиск регулюється центральним блоком CBU 1 одночасно в обох передніх гальмівних механізмах. Тому в передньому контурі 4 відсутні магнітні клапани ABS.

Система має шину обміну даних, відповідну до стандарту SAE.



1 – центральний блок гальмування; 2 – роз'єднувальний клапан задньої осі;  
3 – модулятор осі; 4 – контур передніх коліс.

Рис. 1.6. Гальмівна система EBS Compact з конфігурацією 4S/3M

Центральний блок гальмування CBU – це скомбіновані разом гальмівний кран, пропорційний прискорювальний клапан і центральний електронний блок керування. Блок встановлюється замість цих трьох компонентів у системах EBS версій Compact (версії G, H і L). Він має один пневматичний і один електричний контур.

### 1.3. Сучасний підхід до моделювання технічних систем

Найбільш передові досягнення по використанню ІТ-технологій в області автомобілебудування демонструють компанії SIMPACK (Німеччина) і Mechanical Simulation (США). Пріоритетним напрямом діяльності є розробка систем управління, активного контролю і безпеки транспортних засобів на основі

їх динамічних моделей. Завдання синтезу САУ розпадається на три рівні: SIL, HIL, MIL.

SIL – software in the loop. Використовується на початкових етапах розробки нових алгоритмів і схем контролерів на основі середовища імітаційного моделювання MATLAB Simulink або інших програмних забезпечень. Моделі транспортних засобів інтегруються з моделями контролерів в одному розрахунковому блоці за допомогою використання S-функцій (рис. 1.7).

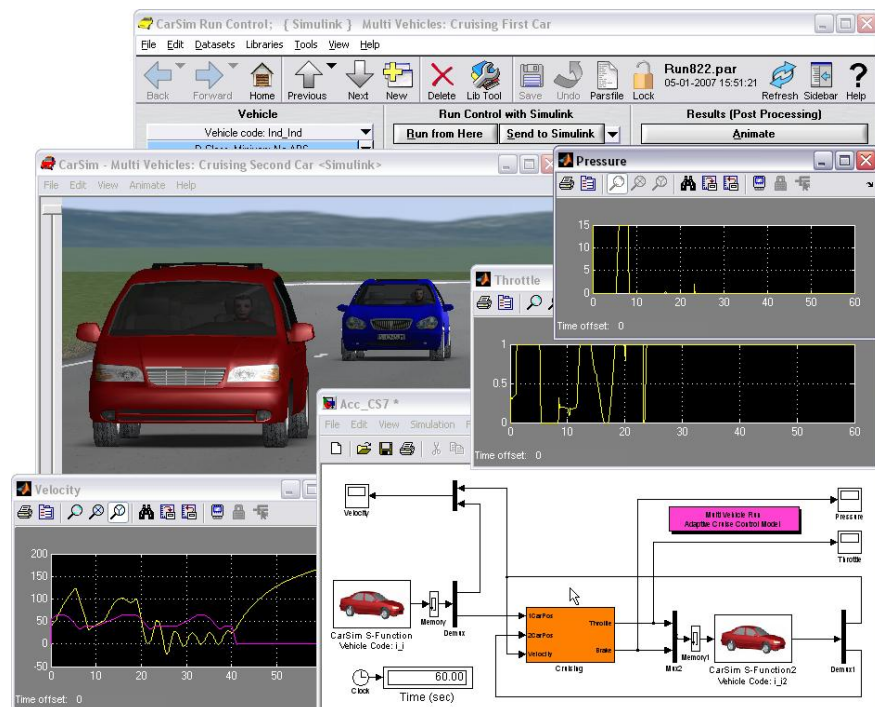


Рис. 1.7. Приклад SIL моделювання (CarSim) адаптивного круїз-контролю в Simulink

Динамічні моделі повинні забезпечувати моделювання транспортних засобів на системному рівні: включати достатню кількість ступенів свобод, щоб точно відтворювати реакції транспортного засобу на гальмування, тягову динаміку і так далі, здійснювати сполучення з розширеними електронними регуляторами.

Модель транспортного засобу є «ядром», для створення якого зазвичай застосовується зручний в роботі графічний інтерфейс користувача. Математичні

моделі, що відкомпілювалися, передаються в інтерфейс іншому програмному забезпеченню, яке часто використовується для складання моделей перспективних контролерів або заміни їх компонентів детальнішими моделями.

Моделі, що розраховуються швидше за масштаб реального часу, дозволяють здійснювати оптимізацію, досліджувати чутливість контролерів, автоматизувати послідовність тестування. Вони можуть бути сповільнені до реального масштабу часу, щоб протестувати апаратні засоби.

HIL – hardware in the loop. Представляє другий – рівень апаратних засобів, тобто фізичних об'єктів - контролерів, електронних блоків управління (рис. 1.8). Тестування виконується в системах реального масштабу часу Real Time (RT), таких як dSPACE, LabView, RT-LAB, LabCar, RTW.

Динамічні моделі транспортних засобів на більшості комп'ютерів розраховуються швидше, ніж в реальному масштабі часу.

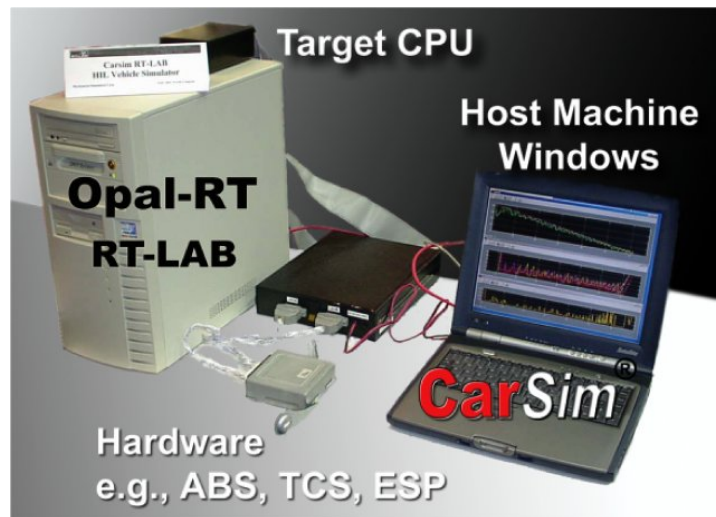


Рис. 1.8. Приклад HIL моделювання (CarSim) ABS, TCS, ESP у RT-LAB або OPAL-RT

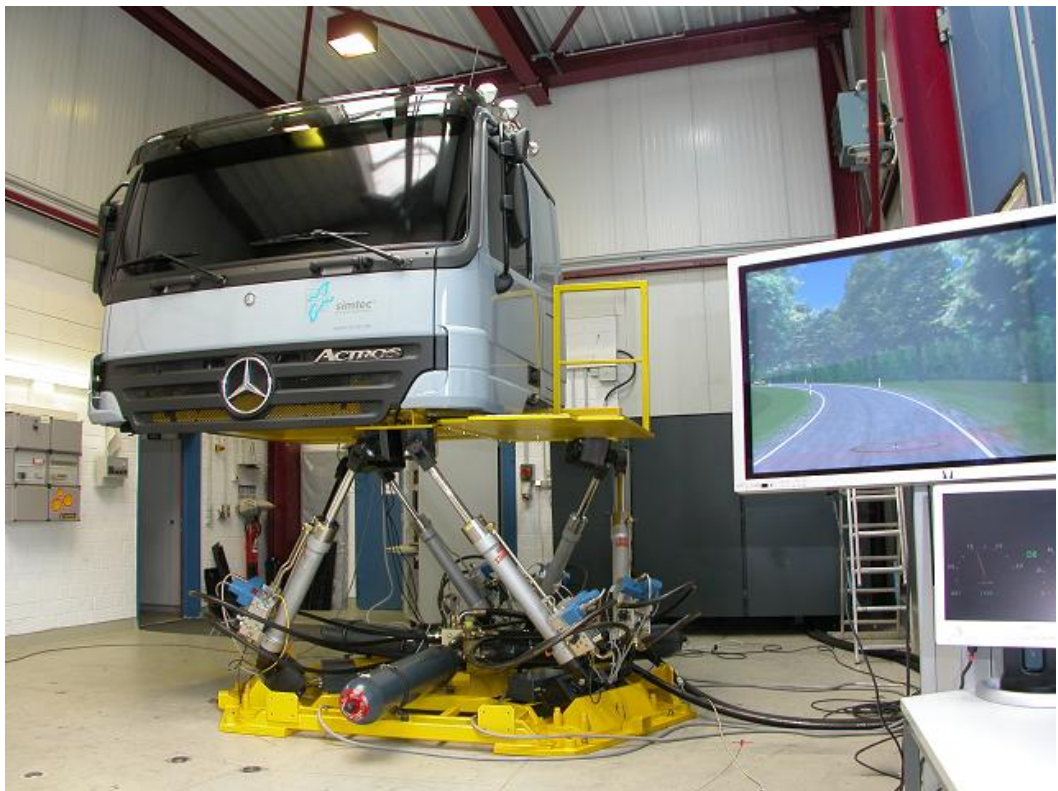
Щоб працювати в HIL, модель отримує змінні змінні від апаратних засобів. Апаратні засоби у свою чергу отримують обчислені змінні від математичної моделі. Для виконання операції в реальному масштабі часу програмне забезпечення отримує обчислення з моделі і потім чекає сигналу

тактового генератора, щоб забезпечити точну синхронізацію з електронними регуляторами.

Головний комп'ютер з Windows (рис. 1.8) виконує функції графічної бази даних, анімації, плоттера, і підтримки програмного забезпечення. Цільовий комп'ютер з операційною системою RT калькулює математичні моделі паралельно із збором даних і передає їх в програмне забезпечення.

Результати моделювання залежать і від математичної моделі і від фізичних апаратних засобів, які взаємодіють в масштабі реального часу.

MIL – man in the loop. Використовується на кінцевих етапах настройки і калібрування контролерів. Представляється різними стимуляторами – від комп'ютерних з ігровим управлінням до імітаторів на платформах Стюарта (рис. 1.9) і повного симулятора транспортного засобу TOYOTA.



a)



б)

Рис. 1.9. Приклад МІЛ симулятора Mechanical Simulation

### **Висновки до першого розділу**

Результати вивчення стану питання щодо особливостей електро-пневматичних гальмівних систем та існуючих методів моделювання технічних систем дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Огляд електро-пневматичних гальмівних систем з EBS вказує на необхідність процес комп'ютерного моделювання подібних систем здійснювати за допомогою комп'ютерних програм імітаційного моделювання таких як Matlab та його додаток SimScare.

2. Системне моделювання динаміки транспортних засобів дозволяє вирішувати комерційні завдання в області автомобілебудування, тобто: прогнозувати усі експлуатаційні властивості, варіювати моделі силової установки, рульового керування, шин, водія, розробляти системи управління трансмісією, тягою, адаптивним підресорюванням, контролери ABS, ESC, VDC і тому подібне.

## РОЗДІЛ 2

### МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ ДИНАМІКИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З EBS

#### 2.1. Складання математичної моделі процесу гальмування вантажного автомобіля

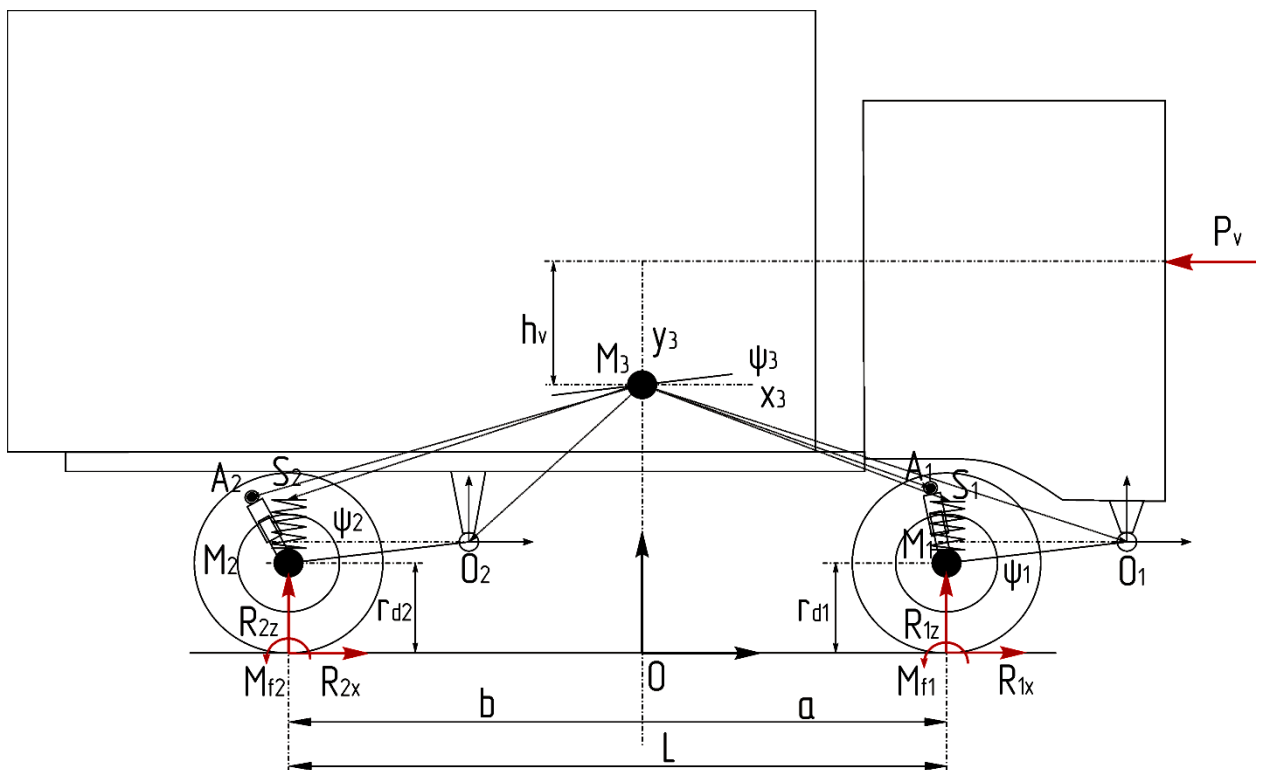


Рис. 2.1 Розрахункова схема динамічної моделі автомобіля

Розподіл повної маси автомобіля по осях :

$$m_1 = 1293 \text{ кг}$$

$$m_2 = 3978 \text{ кг},$$

Розрахуємо підресорені маси автомобіля, що доводяться на передню й задню осі:

$$m_{II1} = T_1 - (m_K \cdot 2 + m_b + T_p \cdot 2) = 1293 - (26 \cdot 2 + 100 + 25 \cdot 2) = 1091 \text{ кг}, \quad (2.1)$$

$$m_{II2} = T_2 - (m_K \cdot 4 + m_M + T_p \cdot 2) = 3978 - (26 \cdot 4 + 180 + 25 \cdot 2) = 3644 \text{ кг}, \quad (2.2)$$

де  $m_K = 26$  кг – маса колеса;

$m_{\sigma} = 100$  кг – маса передньої балки;

$m_M = 180$  кг – маса моста;

$m_p = 25$  кг – маса ресори.

Підресорена маса автомобіля :

$$m_{ПА} = m_{П1} + m_{П2} = 1091 + 3644 = 4735 \text{ кг} \quad (2.3)$$

Відстань від центра підресорених мас до передньої осі автомобіля:

$$a = m_2 \cdot L / m_A = 3978 \cdot 4.25 / 5271 = 3.207 \text{ м} \quad (2.4)$$

Відстань від центра підресорених мас до задньої осі автомобіля:

$$b = L - a = 4.25 - 3.207 = 1.043 \text{ м} \quad (2.5)$$

Відстань до центра мас автомобіля:

$$X_{ЦМ} = X_1 + a = 0,633 + 3,207 = 3,840 \text{ м}, \quad (2.6)$$

де  $X_1 = 0,633 \text{ м}$  – відстань до передньої осі.

Знаходимо жорсткість задньої підвіски на осі:

$$c_2 = m_{П2} \cdot \omega^2 = 3644 \cdot 10^2 = 364400 \text{ Н/м}, \quad (2.7)$$

де  $\omega = 10 \text{ хв}^{-1}$  – частота вільних коливань кузова.

З умови рівноваги знаходимо жорсткість передньої підвіски на осі:

$$c_1 = c_2 \cdot \frac{b}{a} = 364400 \cdot \frac{1.043}{3.207} = 118512 \text{ Н/м} \quad (2.8)$$

Відстань до центра підресорених мас автомобіля:

$$X_{ЦМП} = \frac{(m_{П1} + m_{П2} + m_{ПА}) \cdot X_{ЦМ} - m_{П1} \cdot X_1 - m_{П2} \cdot X_2}{m_{ПА}}$$

$$X_{ЦМП} = \frac{(1091 + 3644 + 4735) \cdot 3,840 - 1091 \cdot 0,633 - 3644 \cdot 4,883}{4735} = 3,776 \text{ м} \quad (2.9)$$

де  $X_2 = 4,883 \text{ м}$  - відстань до задньої осі.

Розрахуємо коефіцієнт опору осі передньої й задньої підвіски:

$$K_1 = 2 \cdot \varphi_1 \sqrt{c_1 \cdot m_{П1}} = 2 \cdot 0,15 \sqrt{118512 \cdot 1091} = 3411 \quad (2.10)$$

$$K_2 = 2 \cdot \varphi_2 \sqrt{c_2 \cdot m_{П2}} = 2 \cdot 0,25 \sqrt{364400 \cdot 3644} = 18220 \quad (2.11)$$



де  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  - коефіцієнт загасання на передній і задній осі відповідно.

Хід передньої підвіски при статичному навантаженні на автомобіль:

$$S_{CT1} = \frac{T_{M1} \cdot g}{c_1} = \frac{1091 \cdot 9.81}{118512} = 0.090 M \quad (2.12)$$

Хід задньої підвіски при статичному навантаженні на автомобіль:

$$S_{CT2} = \frac{T_{M2} \cdot g}{c_2} = \frac{3644 \cdot 9.81}{364400} = 0.0981 M \quad (2.13)$$

$$\vec{Q} = m_1 \cdot \vec{V}_1 + m_2 \cdot \vec{V}_2 + m_3 \cdot \vec{V}_3 \quad (2.14)$$

$$\frac{d\vec{Q}}{dt} = \sum_k \vec{F}_k^{(e)}$$

Розглянемо детальніше прискорення в полярній системі координат, ділячи вищі та нижчі похідні:

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \begin{bmatrix} \frac{d^2 R}{dt^2} - R \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 \\ R \cdot \frac{d^2 \Theta}{dt^2} + 2 \cdot \frac{d\Theta}{dt} \cdot \frac{dR}{dt} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_R \\ \vec{u}_\Theta \end{bmatrix} = \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 R}{dt^2} \\ R \cdot \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \end{bmatrix}^T + \begin{bmatrix} -R \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 \\ 2 \cdot \frac{d\Theta}{dt} \cdot \frac{dR}{dt} \end{bmatrix}^T \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_R \\ \vec{u}_\Theta \end{bmatrix} = \\ &= \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 R}{dt^2} & \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 & 2 \cdot \frac{d\Theta}{dt} \cdot \frac{dR}{dt} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -R & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_R \\ \vec{u}_\Theta \end{bmatrix} \quad (2.15) \end{aligned}$$

Прискорення в декартовій системі координат:

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 R}{dt^2} & \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 & 2 \cdot \frac{d\Theta}{dt} \cdot \frac{dR}{dt} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -R & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \right) \cdot C(\Theta) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} = \\ &= \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 R}{dt^2} & \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} \cdot C(\Theta) + \begin{bmatrix} \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 & 2 \cdot \frac{d\Theta}{dt} \cdot \frac{dR}{dt} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -R & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot C(\Theta) \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \quad (2.16) \end{aligned}$$

Якщо радіус незмінний, то  $\frac{dR}{dt} = \frac{d^2 R}{dt^2} = 0$ , тоді, викреслюючи рядок,

одержимо:

$$\vec{a} = \begin{bmatrix} -R \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 \\ R \cdot \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_R \\ \vec{u}_\Theta \end{bmatrix} = \left( \frac{d^2 \Theta}{dt^2} \cdot R \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T + \left(\frac{d\Theta}{dt}\right)^2 \cdot R \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T \cdot \Delta \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_R \\ \vec{u}_\Theta \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

Розглянемо зміну кількості руху

Похідна імпульсу

$$\frac{d\vec{Q}}{dt} = m_1 \cdot \frac{d\vec{V}_1}{dt} + m_2 \cdot \frac{d\vec{V}_2}{dt} + m_3 \cdot \frac{d\vec{V}_3}{dt} = m_1 \cdot \vec{a}_1 + m_2 \cdot \vec{a}_2 + m_3 \cdot \vec{a}_3 \quad (2.18)$$

$$\vec{a}_1 = \vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45} \quad \vec{a}_2 = \vec{a}_3 + \vec{a}_{36} + \vec{a}_{67}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{Q}}{dt} &= m_1 \cdot (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) + m_2 \cdot (\vec{a}_3 + \vec{a}_{36} + \vec{a}_{67}) + m_3 \cdot \vec{a}_3 = \\ &= \underbrace{(m_1 + m_2 + m_3)}_m \cdot \vec{a}_3 + m_1 \cdot (\vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) + m_2 \cdot (\vec{a}_{36} + \vec{a}_{67}) = m \cdot \vec{a}_3 + m_1 \cdot (\vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) + m_2 \cdot (\vec{a}_{36} + \vec{a}_{67}) \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$m \cdot \vec{a}_3 = \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot m \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$m_1 \cdot \vec{a}_{34} = \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}$$

$$m_1 \cdot \vec{a}_{45} = \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot m_1 \cdot R_5 \cdot E_0 \cdot C(\psi_1 + \psi_{5(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot m_1 \cdot R_5 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_1 + \psi_{5(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}$$

$$m_2 \cdot \vec{a}_{36} = \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}$$

$$m_2 \cdot \vec{a}_{67} = \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \cdot m_2 \cdot R_7 \cdot E_0 \cdot C(\psi_2 + \psi_{7(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \cdot m_2 \cdot R_7 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_2 + \psi_{7(0)}) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \vec{a}_{34} + m_2 \cdot \vec{a}_{36} &= \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot \left( m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) + m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \\ &+ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot \left( m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) + m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Отримаємо:

$$\begin{aligned}
\frac{d\bar{Q}}{dt} &= \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right] \cdot \underbrace{m \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}}_{K_{XY_3}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \\
&+ \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot \underbrace{\left( m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) + m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \right)}_{K_{\psi_3}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \\
&+ \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot \underbrace{m_1 \cdot R_5 \cdot E_0 \cdot C(\psi_1 + \psi_{5(0)})}_{K_{\psi_1}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \cdot \underbrace{m_2 \cdot R_7 \cdot E_0 \cdot C(\psi_2 + \psi_{7(0)})}_{K_{\psi_2}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \\
&+ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot \underbrace{\left( m_1 \cdot R_4 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{4(0)}) + m_2 \cdot R_6 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_3 + \psi_{6(0)}) \right)}_{L_{\psi_3}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \\
&+ \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot \underbrace{m_1 \cdot R_5 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_1 + \psi_{5(0)})}_{L_{\psi_1}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \cdot \underbrace{m_2 \cdot R_7 \cdot E_0 \cdot \Delta_G \cdot C(\psi_2 + \psi_{7(0)})}_{L_{\psi_2}} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} = \\
&= \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \right] \cdot \begin{bmatrix} K_{XY_3} \\ K_{\psi_3} \\ K_{\psi_1} \\ K_{\psi_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} + \\
&+ \left[ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \quad \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \quad \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \right] \cdot \begin{bmatrix} L_{\psi_3} \\ L_{\psi_1} \\ L_{\psi_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.21}$$

Зовнішні сили, діючі на масу:

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} -P_V \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}; \tag{2.22}$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 \\ -m_2 \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 \\ -m_3 \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \tag{2.23}$$

Сума сил

$$\begin{bmatrix} F_{1x} + F_{2x} - P_V \\ F_{1y} + F_{2y} - m \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \tag{2.24}$$

Тоді перші два рівняння:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} & \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} & \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} & \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_{XY_3} \\ K_{\psi_3} \\ K_{\psi_1} \\ K_{\psi_2} \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} F_{1x} + F_{2x} - P_V \\ F_{1y} + F_{2y} - m \cdot g \end{bmatrix}^T - \begin{bmatrix} \left(\frac{d\psi_3}{dt}\right)^2 & \left(\frac{d\psi_1}{dt}\right)^2 & \left(\frac{d\psi_2}{dt}\right)^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} L_{\psi_3} \\ L_{\psi_1} \\ L_{\psi_2} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Прискорення моментів зовнішніх сил:

$$m_k \cdot \vec{a}_k = \vec{F}_k^{(e)} + \vec{F}_k^{(i)} \quad (2.26)$$

Розглянемо моменти відносно центру мас кузова:

$$\vec{R}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k = \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(e)} + \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(i)} \quad (2.27)$$

Просумуємо по всіх точках:

$$\begin{aligned} \sum_k \vec{R}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k &= \sum_k \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(e)} + \underbrace{\sum_k \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(i)}}_0 \\ \sum_k \vec{R}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k &= \sum_k \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(e)} \end{aligned} \quad (2.28)$$

Рух колеса при гальмуванні можна описати системою рівнянь:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum X = R_x \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum Y = R_z - P_z \\ I \frac{d^2 \phi}{dt^2} = M_T + M_f + R_x \cdot r_\delta \end{cases} \quad (2.29)$$

Моменти, що супротивляться руху знаходимо за формулою:

$$M_f = R_z \cdot a_{uu} = R_z \cdot r_\delta \cdot f_c, \quad (2.30)$$

де  $f_c = \frac{a_{uu}}{r_\delta}$  або  $f_c = f_0 + k_v \cdot V^2$  – коефіцієнт дорожнього опору:

$$f_0 = \frac{a_{uu0}}{r_{\delta 0}} = \frac{a_{uu0}}{r_{CT} - \Delta r_0} \quad (2.31)$$

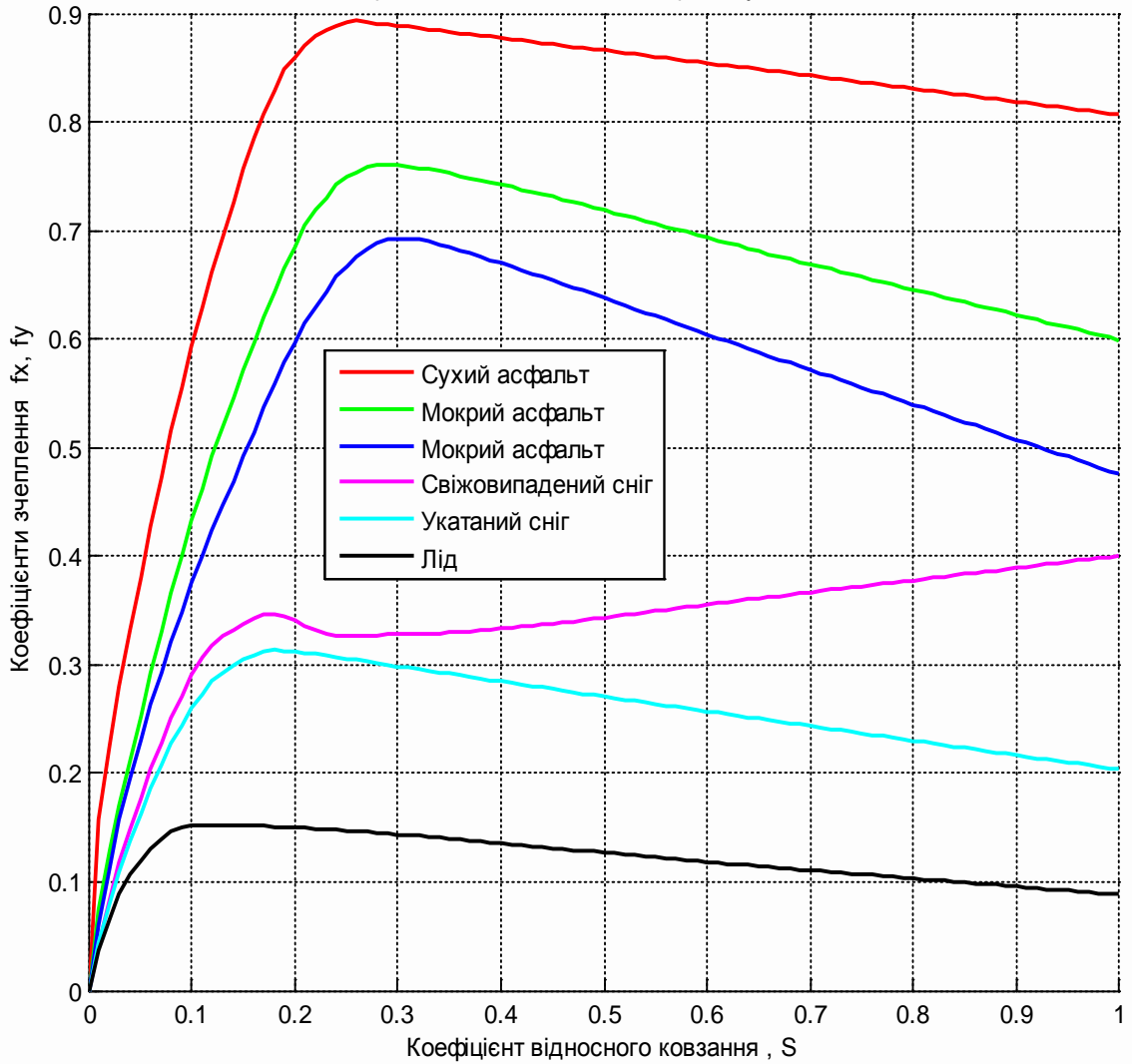


Рис. 2.2. Залежність коефіцієнтів зчеплення від коефіцієнта відносного ковзання

Збираємо всю ліву частину системи рівнянь:

$$\begin{aligned}
 & I_3 \cdot \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} + S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{XY}^T \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right]^T + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{R_4}^T + \\
 & + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{R_5}^T + \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot I_1 + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot P_{R_4}^T + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot P_{R_5}^T + \\
 & + S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{XY}^T \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right]^T + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{R_6}^T + \\
 & + \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \cdot S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{R_7}^T + \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} \cdot I_2 + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot P_{R_6}^T + \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \cdot S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot P_{R_7}^T =
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

$$\begin{aligned}
&= \underbrace{\left( S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{XY}^T + S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{XY}^T \right)}_{V_{XY}} \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right]^T + \\
&\quad + \underbrace{\left( S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{R_4}^T + S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{R_6}^T + I_3 \right)}_{V_{\psi_3}} \cdot \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \\
&\quad + \underbrace{\left( S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot N_{R_5}^T \right)}_{V_{\psi_1}} \cdot \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} + \underbrace{\left( S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot N_{R_7}^T \right)}_{V_{\psi_2}} \cdot \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} + \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot I_1 + \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} \cdot I_2 + \\
&\quad + \underbrace{\left( S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot P_{R_4}^T + S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot P_{R_6}^T \right)}_{W_{\psi_3}} \cdot \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 + \underbrace{S_{R_4 R_5} \cdot \Delta \cdot P_{R_5}^T}_{W_{\psi_1}} \cdot \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 + \underbrace{S_{R_6 R_7} \cdot \Delta \cdot P_{R_7}^T}_{W_{\psi_2}} \cdot \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 = \\
&= \left[ \{V_{XY}\} \quad V_{\psi_3} \quad V_{\psi_1} \quad V_{\psi_2} \quad I_1 \quad I_2 \right] \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \quad \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \quad \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} \right]^T + \\
&\quad + \left[ W_{\psi_3} \quad W_{\psi_1} \quad W_{\psi_2} \right] \cdot \left[ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \quad \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \quad \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \right]^T
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Розглянемо праву частину – моменти та моменти зовнішніх сил:

$$\sum_k \vec{R}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k = \sum_k \vec{R}_k \times \vec{F}_k^{(e)} \tag{2.34}$$

Динамічний радіус переднього колеса:

$$\begin{aligned}
&\left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + \vec{R}_4 + \vec{R}_5 = (x_1 - x_3) \cdot \vec{u}_X + \vec{r}_{d1} \\
&\left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + R_{4X} \cdot \vec{u}_X + R_{4Y} \cdot \vec{u}_Y + R_{5X} \cdot \vec{u}_X + R_{5Y} \cdot \vec{u}_Y = (x_1 - x_3) \cdot \vec{u}_X + \vec{r}_{d1} \\
&\left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + R_{4X} \cdot \vec{u}_X + R_{4Y} \cdot \vec{u}_Y + R_{5X} \cdot \vec{u}_X + R_{5Y} \cdot \vec{u}_Y - (x_1 - x_3) \cdot \vec{u}_X = \vec{r}_{d1}
\end{aligned} \tag{2.35}$$

$$\vec{r}_{d1} = \left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + \left( R_{4X} + R_{5X} \right) \cdot \vec{u}_X + \left( R_{4Y} + R_{5Y} \right) \cdot \vec{u}_Y - (x_1 - x_3) \cdot \vec{u}_X$$

$$\vec{r}_{d1} = \left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + \underbrace{\left( R_{4X} + R_{5X} \right) \cdot \vec{u}_X - (x_1 - x_3) \cdot \vec{u}_X}_0 + \left( R_{4Y} + R_{5Y} \right) \cdot \vec{u}_Y$$

$$\vec{r}_{d1} = \left( H_{M_3} + y_3 \right) \cdot \vec{u}_Y + \left( R_{4Y} + R_{5Y} \right) \cdot \vec{u}_Y$$

$$r_{d1} = H_{M_3} + y_3 + R_{4Y} + R_{5Y} = H_{M_3} + y_3 + R_4 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_4) \cdot E_0 + R_5 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_5) \cdot E_0 \tag{2.36}$$

Момент сили опору повітряного середовища.

Радіус прикладання сили повітря:

$$\vec{r}_{F_v} = \vec{h}_v + \vec{l}_v = l_v \cdot \vec{u}_X + h_v \cdot \vec{u}_Y = \begin{bmatrix} l_v \\ h_v \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}; \tag{2.37}$$

$$\begin{bmatrix} -P_V \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}; \quad (2.38)$$

$$M_{P_V} = \begin{bmatrix} l_V \\ h_V \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -P_V \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_V \\ h_V \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} -P_V \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_V \\ h_V \end{bmatrix}^T \cdot \Delta \cdot \begin{bmatrix} -P_V \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

Момент сили тяжіння мас переднього колеса

$$\vec{r}_{I_g} = \vec{R}_4 + \vec{R}_5 = [R_4 \quad R_5] \cdot E_I \cdot [C^T(\Theta_4) \quad C^T(\Theta_5)]^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}; \quad \vec{F}_{I_g} = \begin{bmatrix} 0 \\ -m_I \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} M_{I_g} = \vec{r}_{I_g} \times \vec{F}_{I_g} = \vec{R}_4 + \vec{R}_5 = [R_4 \quad R_5] \cdot E_I \cdot [C^T(\Theta_4) \quad C^T(\Theta_5)]^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -m_I \cdot g \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} = \\ = [R_4 \quad R_5] \cdot E_I \cdot [C^T(\Theta_4) \quad C^T(\Theta_5)]^T \cdot \Delta \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -m_I \cdot g \end{bmatrix} \cdot \vec{u}_Z \end{aligned} \quad (2.41)$$

Аналогічно складаємо рівняння для заднього колеса.

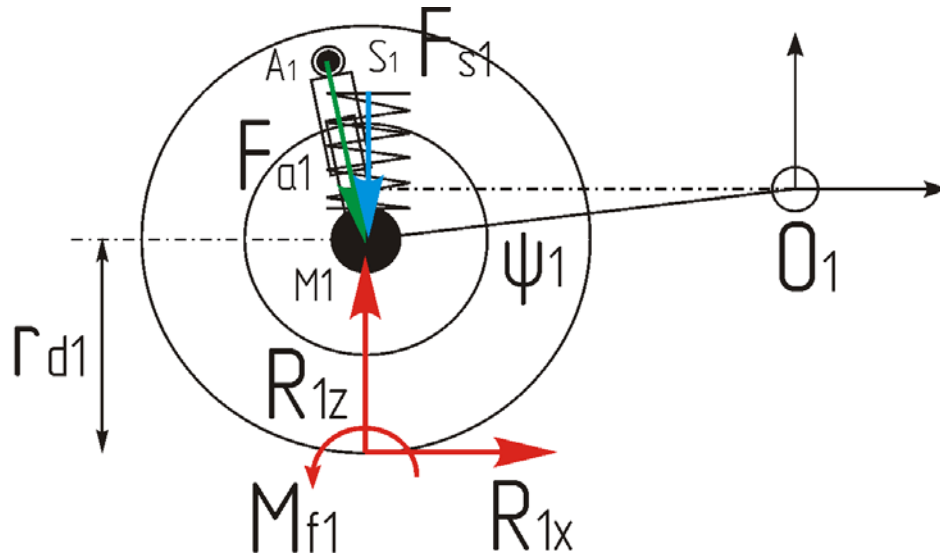


Рис. 2.3. Побудова динамічної моделі переднього колеса

Розглянемо суму моментів відносно точки  $O_1$

$$m_k \cdot \vec{a}_k = \vec{F}_k^{(e)} + \vec{F}_k^{(i)} \quad (2.42)$$

Розглянемо моменти відносно точки  $O_1$ :

$$\begin{aligned} \vec{L}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k &= \vec{L}_k \times \vec{F}_k^{(e)} + \vec{L}_k \times \vec{F}_k^{(i)} \\ \sum_k \vec{L}_k \times m_k \cdot \vec{a}_k &= \sum_k \vec{L}_k \times \vec{F}_k^{(e)} + \sum_k \vec{L}_k \times \vec{F}_k^{(i)} \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\begin{aligned}
\sum_k \vec{L}_{1k} \times m_{1k} \cdot \vec{a}_{1k} &= \sum_k (\vec{R}_5 + \vec{r}_{1k}) \times m_{1k} \cdot \left( \vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45} + \frac{d^2 \vec{r}_{1k}}{dt^2} \right) = \sum_k (\vec{R}_5 + \vec{r}_{1k}) \times m_{1k} \cdot \frac{d^2 \vec{r}_{1k}}{dt^2} + \\
&+ \sum_k (\vec{R}_5 + \vec{r}_{1k}) \times m_{1k} \cdot (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) = \vec{R}_5 \times \sum_k m_{1k} \cdot \frac{d^2 \vec{r}_{1k}}{dt^2} + \underbrace{\sum_k m_{1k} \cdot \vec{r}_{1k} \times \frac{d^2 \vec{r}_{1k}}{dt^2}}_{I_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot \vec{u}_Z} + \\
&+ \underbrace{\left( \sum_k m_{1k} \cdot \vec{r}_{1k} \right)}_0 \times (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) + \vec{R}_5 \times (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) \cdot \underbrace{\sum_k m_{1k}}_{m_1} = \vec{R}_5 \times \frac{d^2}{dt^2} \underbrace{\left( \sum_k m_{1k} \cdot \vec{r}_{1k} \right)}_0 + \\
&+ I_1 \cdot \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot \vec{u}_Z + \vec{R}_5 \times (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) \cdot m_1
\end{aligned} \tag{2.44}$$

$$\begin{aligned}
\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45} &= \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot N_{XY} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot N_{R_4} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot N_{R_5} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \\
&+ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_4} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_5} \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.45}$$

$$\vec{R}_5 = R_5 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot C(\Theta_5) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \tag{2.46}$$

$$\begin{aligned}
&\vec{R}_5 \times (\vec{a}_3 + \vec{a}_{34} + \vec{a}_{45}) \cdot m_1 = \\
&= R_5 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot C(\Theta_5) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \times \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot N_{XY} + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot N_{R_4} + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot N_{R_5} + \right. \\
&\quad \left. + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_4} + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_5} \right) \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \cdot m_1 = \\
&= \underbrace{R_5 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot C(\Theta_5) \cdot m_1}_{U_5} \cdot \Delta \cdot \left( \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot N_{XY} + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot N_{R_4} + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot N_{R_5} + \right. \\
&\quad \left. + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_4} + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot P_{R_5} \right)^T = \\
&= U_5 \cdot N_{XY}^T \cdot \begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} & \frac{d^2 y_3}{dt^2} \end{bmatrix}^T + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot U_5 \cdot N_{R_4}^T + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot U_5 \cdot N_{R_5}^T + \\
&\quad + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_4}^T + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_5}^T
\end{aligned} \tag{2.47}$$



тоді:

$$\begin{aligned}
\sum_k \vec{L}_{Ik} \times m_{Ik} \cdot \vec{a}_{Ik} &= I_1 \cdot \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot \vec{u}_Z + \left( \begin{array}{c} U_5 \cdot N_{XY}^T \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right]^T + \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \cdot U_5 \cdot N_{R_4}^T + \\ + \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \cdot U_5 \cdot N_{R_5}^T + \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_4}^T + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_5}^T \end{array} \right) \cdot \vec{u}_Z = \\
&= \left[ \left\{ U_5 \cdot N_{XY}^T \right\} \quad U_5 \cdot N_{R_4}^T \quad U_5 \cdot N_{R_5}^T \quad \{0\} \quad I_1 \right] \cdot \left[ \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 y_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \quad \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \quad \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \right]^T + \\
&+ \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_4}^T + \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \cdot U_5 \cdot P_{R_5}^T
\end{aligned} \tag{2.48}$$

Розглянемо праву частину:

$$\begin{aligned}
\sum_k \vec{L}_{Ik} \times \vec{F}_{Ik}^{(e)} &= \vec{R}_5 \times (\vec{F}_{s1} + \vec{F}_{al} + \vec{F}_{1g}) + (\vec{R}_5 - \vec{r}_{1d}) \times \vec{F}_1 + M_{f1} = \vec{R}_5 \times (\vec{F}_{s1} + \vec{F}_{al} + \vec{F}_{1g}) + \\
&+ \vec{R}_5 \times \vec{F}_1 - \vec{r}_{1d} \times \vec{F}_1 + M_{f1} = \vec{R}_5 \times (\vec{F}_{s1} + \vec{F}_{al} + \vec{F}_{1g} + \vec{F}_1) - \vec{r}_{1d} \times \vec{F}_1 + M_{f1} = \\
&= R_5 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot C(\Theta_5) \cdot \Delta \cdot \left( \begin{bmatrix} F_{s1X} \\ F_{s1Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{alX} \\ F_{alY} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{1Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 \cdot g \end{bmatrix} \right) - r_{1d} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \frac{\Delta \cdot \Delta}{-E} \cdot \begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{1Y} \end{bmatrix} + M_{f1} = \\
&= R_5 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot C(\Theta_5) \cdot \Delta \cdot \left( \begin{bmatrix} F_{s1X} \\ F_{s1Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{alX} \\ F_{alY} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{1Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -m_1 \cdot g \end{bmatrix} \right) + r_{1d} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{1Y} \end{bmatrix} + M_{f1}
\end{aligned} \tag{2.49}$$

Аналогічно розглянемо суму моментів відносно точки  $O_2$ ,  $M_1$ ,  $M_2$ .

Результуюча система:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \{K_{XY_3}^T\} & K_{\psi_3}^T & K_{\psi_1}^T & K_{\psi_2}^T & 0 & 0 \\ \{V_{XY}\} & V_{\psi_3} & V_{\psi_1} & V_{\psi_2} & I_1 & I_2 \\ \{U_5 \cdot N_{XY}^T\} & U_5 \cdot N_{R_4}^T & U_5 \cdot N_{R_5}^T & 0 & I_1 & 0 \\ \{U_7 \cdot N_{XY}^T\} & U_7 \cdot N_{R_6}^T & 0 & U_7 \cdot N_{R_7}^T & 0 & I_2 \\ \{0\} & 0 & 0 & 0 & I_1 & 0 \\ \{0\} & 0 & 0 & 0 & 0 & I_2 \end{bmatrix}}_D \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{d^2 x_3}{dt^2} \\ \frac{d^2 y_3}{dt^2} \\ \frac{d^2 \psi_3}{dt^2} \\ \frac{d^2 \psi_1}{dt^2} \\ \frac{d^2 \psi_2}{dt^2} \\ \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \\ \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} \end{bmatrix}}_X = \tag{2.50}$$

$$= \underbrace{\begin{pmatrix} \begin{bmatrix} F_{1x} + F_{2x} - P_V \\ F_{1y} + F_{2y} - m \cdot g \end{bmatrix} \\ \begin{pmatrix} M_{F1} + M_{F2} + \\ + M_{P_V} + M_{1g} + \\ + M_{2g} + M_{1f} + M_{2f} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} M_{F1} + M_{S1} + M_{A2} + \\ + M_{1g} + M_{1f} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} M_{F2} + M_{S2} + M_{A2} + \\ + M_{2g} + M_{2f} \end{pmatrix} \\ r_{1d} \cdot F_{1X} + M_{f1} + M_1 \\ r_{2d} \cdot F_{2X} + M_{f2} + M_2 \end{pmatrix}}_F - \underbrace{\begin{bmatrix} L_{\psi_3}^T & L_{\psi_1}^T & L_{\psi_2}^T \\ W_{\psi_3} & W_{\psi_1} & W_{\psi_2} \\ U_5 \cdot P_{R_4}^T & U_5 \cdot P_{R_5}^T & 0 \\ U_7 \cdot P_{R_6}^T & 0 & U_7 \cdot P_{R_7}^T \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_G \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \left( \frac{d\psi_3}{dt} \right)^2 \\ \left( \frac{d\psi_1}{dt} \right)^2 \\ \left( \frac{d\psi_2}{dt} \right)^2 \end{bmatrix}}_\Omega$$

$$D \cdot X = F - G \cdot \Omega$$

$$X = D^{-1} \cdot (F - G \cdot \Omega)$$

(2.51)

Деформації пружних частин:

Деформації переднього пружного елемента:

$$\begin{aligned} \vec{S}_1 &= \vec{R}_{S_1} - \vec{R}_4 - \vec{R}_5 = \\ &= \begin{bmatrix} R_{S_1} & -R_4 & -R_5 \end{bmatrix} \cdot E_1 \cdot \begin{bmatrix} C^T(\Theta_{R_{S_1}}) & C^T(\Theta_4) & C^T(\Theta_5) \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix} \\ \vec{S}_1 &= S_1 \cdot \vec{u}_{S_1} = \begin{bmatrix} S_{1X} \\ S_{1Y} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \vec{u}_X \\ \vec{u}_Y \end{bmatrix}; \quad S_1 = \sqrt{S_{1X}^2 + S_{1Y}^2}; \quad \vec{u}_{S_1} = \frac{\vec{S}_1}{S_1}; \\ \text{Cos}(\Theta_{S_1}) &= \vec{u}_X \cdot \vec{u}_{S_1} \end{aligned}$$

(2.52)

Тоді сила пружного елемента:

$$\vec{F}_{S_1} = F_{S_1} \cdot \vec{u}_{S_1} = F_{S_1}(S_1) \cdot \vec{u}_{S_1}$$

(2.53)

Якщо  $S_1 > S_{1(0)}$ , то іде відбій та  $F_{S_1} > 0$ ;

Якщо  $S_1 < S_{1(0)}$ , то стискання та  $F_{S_1} < 0$

Передній амортизатор:

$$\begin{aligned}\bar{A}_l &= A_l \cdot \bar{u}_{A_l} = \bar{R}_{A_l} - \bar{R}_4 - \bar{R}_5 \\ \bar{A}_l &= [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5] \cdot E_l \cdot [C^T(\Theta_{R_{A_l}}) \quad C^T(\Theta_4) \quad C^T(\Theta_5)]^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \\ \bar{A}_l &= A_l \cdot \bar{u}_{A_l} = \begin{bmatrix} A_{lX} \\ A_{lY} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}; \quad A_l = \sqrt{A_{lX}^2 + A_{lY}^2}; \quad \bar{u}_{A_l} = \frac{\bar{A}_l}{A_l}; \\ &\quad \text{Cos}(\Theta_{S_l}) = \bar{u}_X \cdot \bar{u}_{A_l} \\ \frac{d\bar{A}_l}{dt} &= \frac{dA_l}{dt} \cdot \bar{u}_{A_l} + A_l \cdot \frac{d\bar{u}_{A_l}}{dt} = \frac{d\bar{R}_{A_l}}{dt} - \frac{d\bar{R}_4}{dt} - \frac{d\bar{R}_5}{dt} \\ \frac{d\bar{A}_l}{dt} \cdot \bar{u}_{A_l} &= \frac{dA_l}{dt} \cdot \underbrace{\bar{u}_{A_l} \cdot \bar{u}_{A_l}}_1 + A_l \cdot \underbrace{\bar{u}_{\Theta_{A_l}} \cdot \bar{u}_{A_l}}_0 \cdot \frac{d\phi_{A_l}}{dt} = \\ \frac{d\bar{A}_l}{dt} &= [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5] \cdot E_l \cdot \Delta \cdot \left[ \frac{d\Theta_{R_{A_l}}}{dt} \cdot C^T(\Theta_{R_{A_l}}) \quad \frac{d\Theta_4}{dt} \cdot C^T(\Theta_4) \quad \frac{d\Theta_5}{dt} \cdot C^T(\Theta_5) \right]^T \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} =\end{aligned}\tag{2.54}$$

$$\begin{aligned}&= \left( \begin{array}{c} [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5] \cdot E_l \cdot \Delta \cdot \left[ \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_{R_{A_l}}) \quad \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_4) \quad \frac{d\psi_1}{dt} \cdot C^T(\Theta_5) \right]^T \cdot \\ \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}^T \cdot [C(\Theta_{R_{A_l}}) \quad C(\Theta_4) \quad C(\Theta_5)] \cdot E_l^T \cdot [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5]^T \cdot \frac{1}{A_l} \end{array} \right) = \\ &= \left( \begin{array}{c} [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5] \cdot E_l \cdot \Delta \cdot \left[ \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_{R_{A_l}}) \quad \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_4) \quad \frac{d\psi_1}{dt} \cdot C^T(\Theta_5) \right]^T \cdot \\ \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}^T \cdot [C(\Theta_{R_{A_l}}) \quad C(\Theta_4) \quad C(\Theta_5)] \cdot E_l^T \cdot [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5]^T \cdot \frac{1}{A_l} \end{array} \right) = \\ &= \left( \begin{array}{c} [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5] \cdot E_l \cdot \Delta \cdot \left[ \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_{R_{A_l}}) \quad \frac{d\psi_3}{dt} \cdot C^T(\Theta_4) \quad \frac{d\psi_1}{dt} \cdot C^T(\Theta_5) \right]^T \cdot \\ \cdot E \cdot [C(\Theta_{R_{A_l}}) \quad C(\Theta_4) \quad C(\Theta_5)] \cdot E_l^T \cdot [R_{A_l} \quad -R_4 \quad -R_5]^T \cdot \frac{1}{A_l} \end{array} \right) \\ &\quad \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \bar{u}_X \\ \bar{u}_Y \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \bar{u}_X \cdot \bar{u}_X & \bar{u}_X \cdot \bar{u}_Y \\ \bar{u}_Y \cdot \bar{u}_X & \bar{u}_Y \cdot \bar{u}_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = E\end{aligned}\tag{2.55}$$

Якщо  $\frac{dA_l}{dt} > 0$ , то іде відбій та  $F_{A_l} > 0$ , якщо  $\frac{dA_l}{dt} < 0$ , то стискання та

$$F_{A_l} < 0.$$

Аналогічну систему рівнянь складаємо для задньої підвіски автомобіля.

Швидкість деформації шин:

$$\begin{aligned}\bar{r}_{d1} &= (H_{M_3} + y_3) \cdot \bar{u}_Y + (R_{4Y} + R_{5Y}) \cdot \bar{u}_Y \\ r_{d1} &= H_{M_3} + y_3 + R_{4Y} + R_{5Y} = H_{M_3} + y_3 + R_4 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_4) \cdot E_0^T + R_5 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_5) \cdot E_0^T \\ \bar{r}_{d2} &= (H_{M_3} + y_3) \cdot \bar{u}_Y + (R_{6Y} + R_{7Y}) \cdot \bar{u}_Y \\ r_{d2} &= H_{M_3} + y_3 + R_{6Y} + R_{7Y} = H_{M_3} + y_3 + R_6 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_6) \cdot E_0^T + R_7 \cdot E_1 \cdot C(\Theta_7) \cdot E_0^T \\ \frac{dr_{d1}}{dt} &= \underbrace{\frac{dH_{M_3}}{dt}}_0 + \frac{dy_3}{dt} + R_4 \cdot E_1 \cdot \frac{d}{dt} C(\Theta_4) \cdot E_0^T + R_5 \cdot E_1 \cdot \frac{d}{dt} C(\Theta_5) \cdot E_0^T = \\ &= \frac{dy_3}{dt} + \frac{d\Theta_3}{dt} \cdot R_4 \cdot E_1 \cdot \Delta \cdot C(\Theta_4) \cdot E_0^T + \frac{d\Theta_1}{dt} \cdot R_5 \cdot E_1 \cdot \Delta \cdot C(\Theta_5) \cdot E_0^T\end{aligned}\quad (2.56)$$

$$\frac{dr_{d2}}{dt} = \frac{dy_3}{dt} + \frac{d\Theta_3}{dt} \cdot R_6 \cdot E_1 \cdot \Delta \cdot C(\Theta_6) \cdot E_0^T + \frac{d\Theta_2}{dt} \cdot R_7 \cdot E_1 \cdot \Delta \cdot C(\Theta_7) \cdot E_0^T \quad (2.57)$$

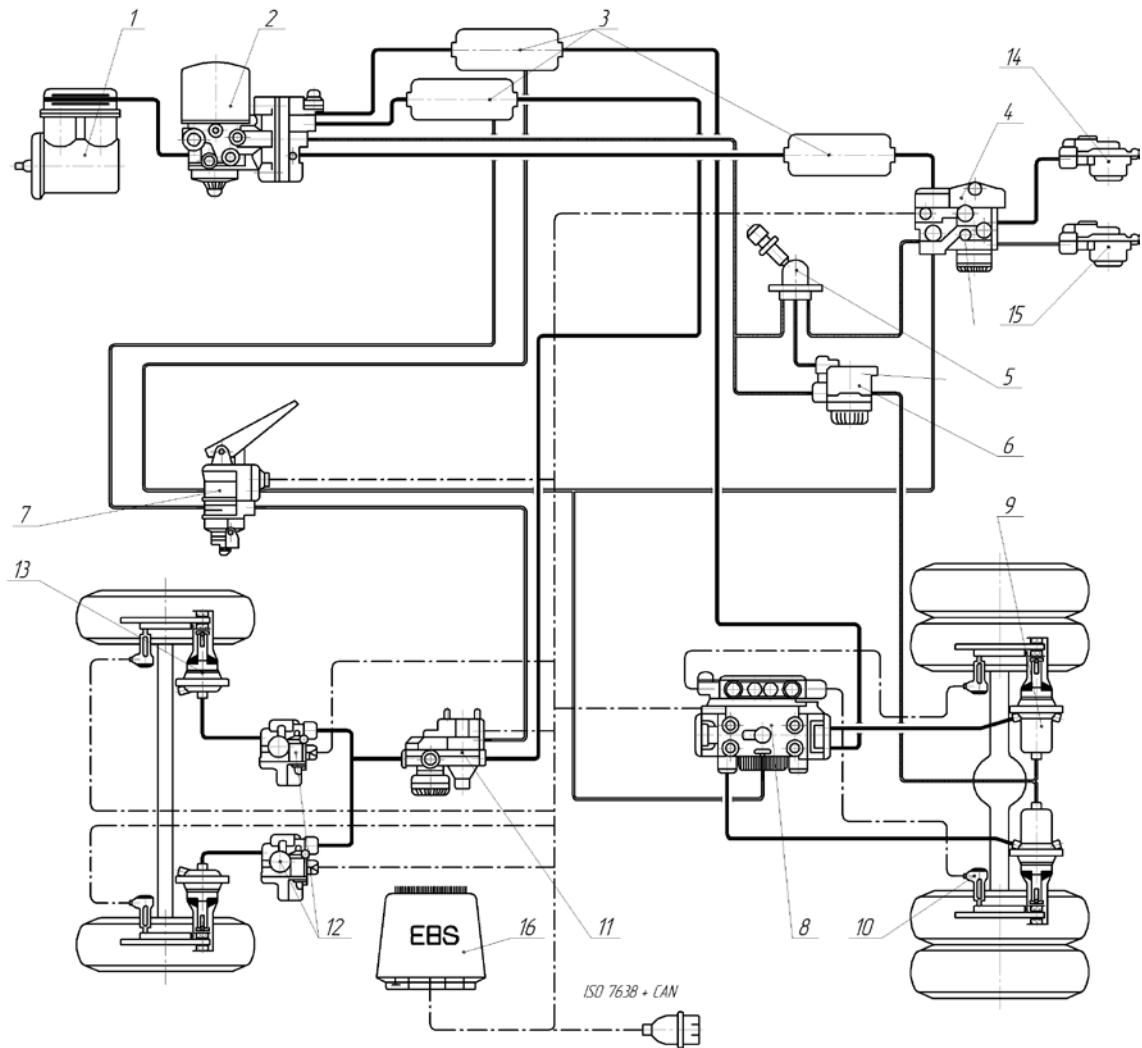
Якщо  $\frac{dr_{di}}{dt} > 0$ , то іде відбій та  $F_{r_{di}} < 0$ , якщо  $\frac{dr_{di}}{dt} < 0$ , то стискання та

$$F_{r_{di}} > 0.$$

## 2.2. Будова гальмівної системи вантажного автомобіля DAF-XF95

Автомобіль має дві незалежні гальмівні системи (рис. 2.4): робочу і стоянкову. Робоча гальмівна система пневматична, двоконтурна (розділена на передній і задній контури). При відмові одного з контурів гальмівної системи другий контур забезпечує гальмування автомобіля, хоча і з меншою ефективністю. Усі елементи гальмівної системи керуються електронною системою або резервною (пневматичною) системою керування [1].

Гальмівні механізми передніх та задніх коліс дискові, зі стандартним розташуванням гальмівних камер (під прямим кутом до гальмівного диску). Диски – вентилявані, встановлені на маточинах і кріпляться до них болтами через пластини. Супорт кріпиться чотирма болтами до поворотної цапфи.



1 – компресор; 2 – вологовідділювач з регулятором тиску та запобіжним чотириконтурним клапаном; 3 – ресивер; 4 – кран керування гальмами напівпричепа; 5 – кран стоянкової гальмівної системи; 6 – реле-прискорювач; 7 – гальмівний кран; 8 – модулятор заднього моста; 9 – гальмівна камера з енергоакумулятором; 10 – датчик ABS; 11 – пропорційний прискорюючий клапан; 12 – магнітний клапан ABS; 13 – гальмівна камера; 14 – з'єднувальна голівка контуру живлення; 15 – з'єднувальна голівка контуру керування гальмівним краном напівпричепом; 16 – блок керування EBS.

Рис. 2.4. Гальмівна система вантажного автомобіля

При гальмуванні гальмівна камера штоком діє на два штовхача, які безпосередньо наближають колодку до гальмівного диску, після обмеження руху колодки вздовж направляючих супорта починає переміщуватись плаваюча скоба,

у якій знаходиться механізм автоматичного регулювання зазору між гальмівним диском і накладкою колодки.

### 2.3. Складання імітаційної моделі гальмівної динаміки вантажного автомобіля з EBS

Розглянемо формування динамічної моделі вантажного автомобіля (рис. 2.5). Базовим елементом в структурі є блок 1 – кузов автомобіля. Порт Н блоку з'єднується з відповідними портами Н блоків 3, 4, 5, 6 – коліс, що моделюють контакт шини з дорогою.

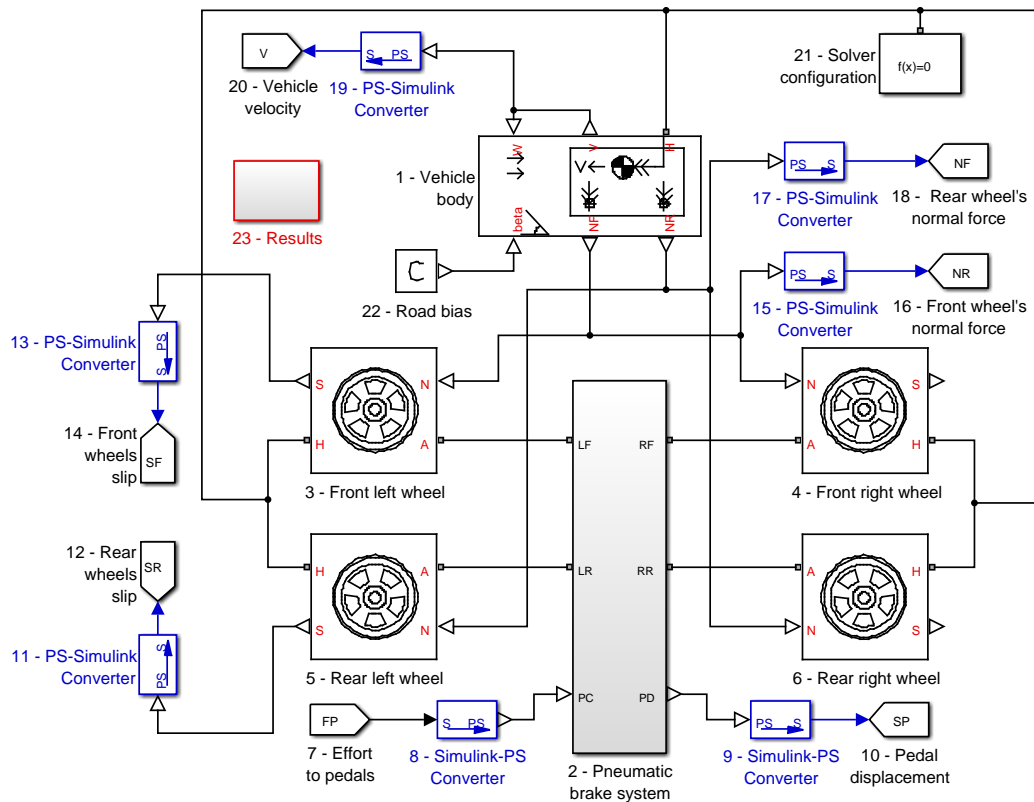


Рис. 2.5. Загальний вид Simscare-моделі гальмівної динаміки вантажного автомобіля з ESB

Цей блок дозволяє використовувати три контактні моделі, одна з яких – магічна формула Х. Пасейкі. Порти Н блоків коліс отримують сигнали з портів NF і NR нормальних навантажень відповідно на шини переднього і заднього

мостів. Порт S блоку колеса дозволяє вивести ковзання колеса. Порти зв'язуються з гальмівними механізмами через порти підключення відповідних коліс LF (ліве переднє) , RF (праве переднє) , LR (ліве заднє) , RR ( заднє праве) підсистеми 2 – пневматична гальмівна система . Порт PC (керування педаллю ) отримує сигнал з блоку бездротової передачі 7 через конвертор фізичного сигналу 8. З порту PD (переміщення педалі) сигнал конвертується блоком 9 в Simulink і в блок бездротової передачі 10. Аналогічним чином здійснюється збір та інших необхідних даних. Централізоване акумулювання та обробка розрахункових даних здійснюється в блоці 23 – результати.

Розглянемо структурну будову моделі гальмівного крану EBS, яку показано на рис. 2.7. Сигнал зусилля подається до вхідного порту блоку 1 на пружинний блок 3, що забезпечує врівноваження. У зворотному напрямку через порт блоку 2 можна вивести отриманий хід педалі. Порт R1 забезпечує механічний зв'язок для передачі переміщення штовхача до блоку сенсору руху 4.

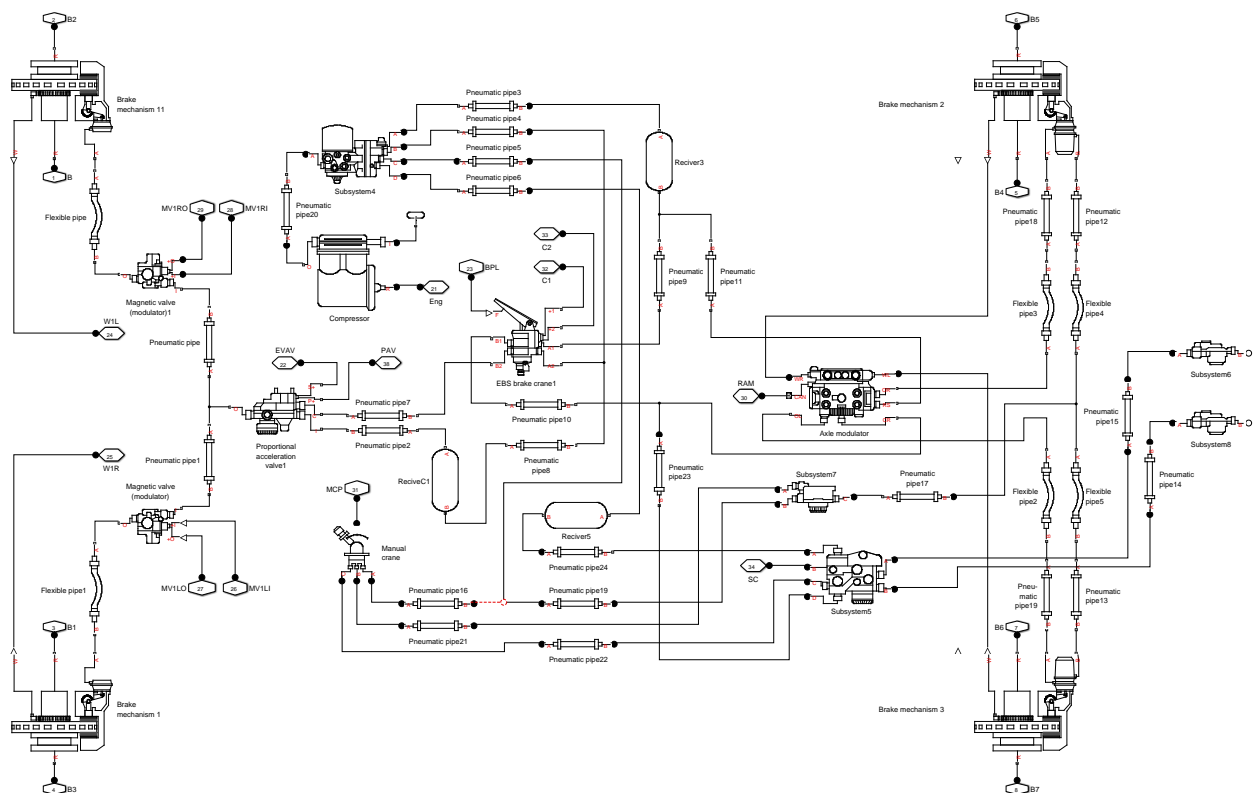


Рис. 2.6. Simscape-модель гальмівної системи з EBS (рис. 2.5, блок 2)

Рух штовхача відстежується блоком 4, який перетворює переміщення у електричні сигнали, що транслюються через порти блоків 5, 6 до CAN-шини. З пружинного блоку 3 завдяки механічному зв'язку зусилля передається до поршню верхньої секції 7 крану. Порт І секції пов'язаний з портом блоку 8 – впуск 1, до якого подається стисле повітря. Порт О – випускає повітря до поту блоку 9 – випуск 1.

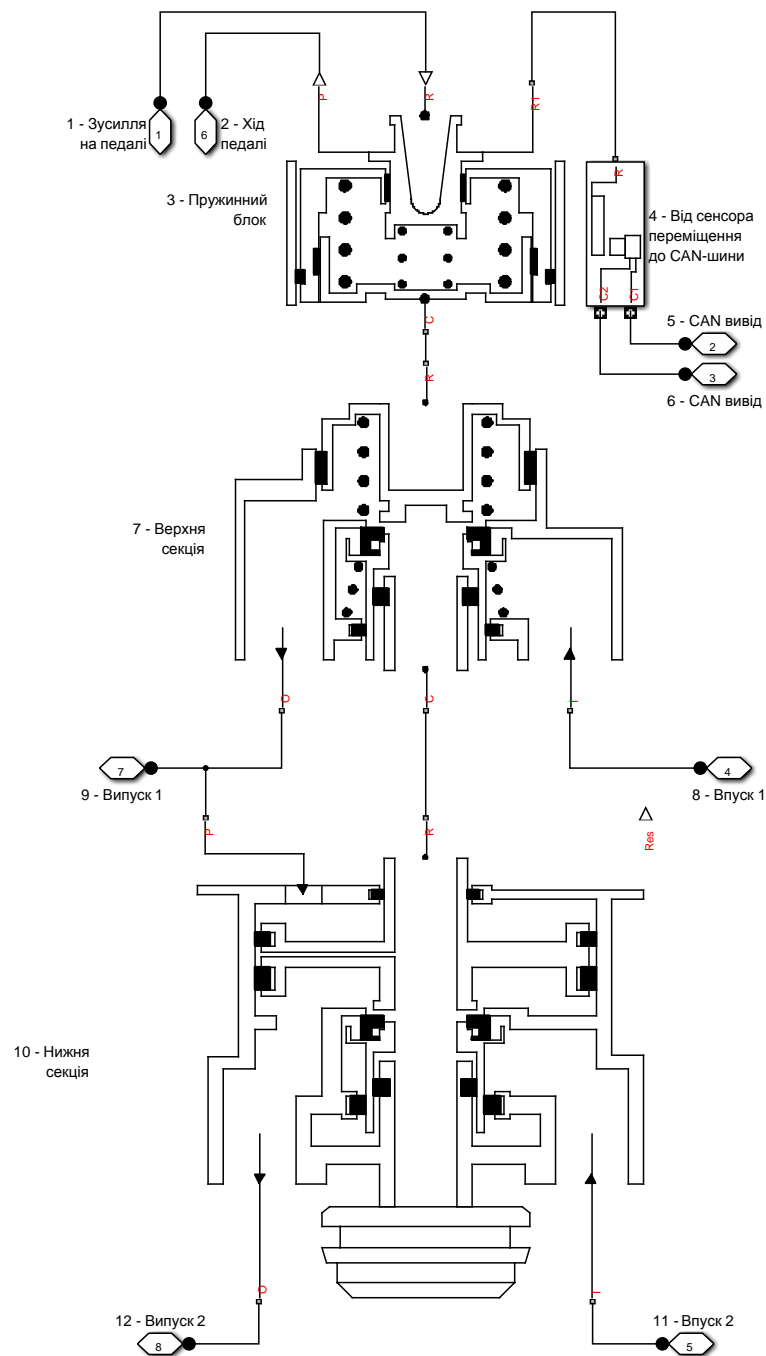


Рис. 2.7. Гальмівний кран EBS



Нижня секція 10 крану, як бачимо, має як пневматичний привод через отвір порту Р, так і механічний привод на випадок підклинювання поршню секції через порт R. Як бачимо з рис. 2, трубчастий клапан верхньої секції 7 має деякий зазор з трубчастою частиною поршню нижньої секції 10. Порт І секції 10 пов'язаний з портом блоку 11 – впуск 2, до якого подається стисле повітря. Порт О – випускає повітря до поту блоку 12 – випуск 2.

Привод секцій гальмівного крану відбувається через систему пружно-дисипативних зв'язків, що утворюють блок зрівноважених пружин, відповідальних за слідкуючу дію пристрою. Такий блок разом із моделлю педального приводу представлений на рис. 2.7. Закон зусилля на педалі надходить через блок 1 (порт 1) та подається до порту S блоку ідеального джерела зусилля 2. Порт R блоку 2 пов'язаний з аналогічним портом датчику поступального руху 3, з порту Р якого через блок 4 можна вивести значення ходу педалі.

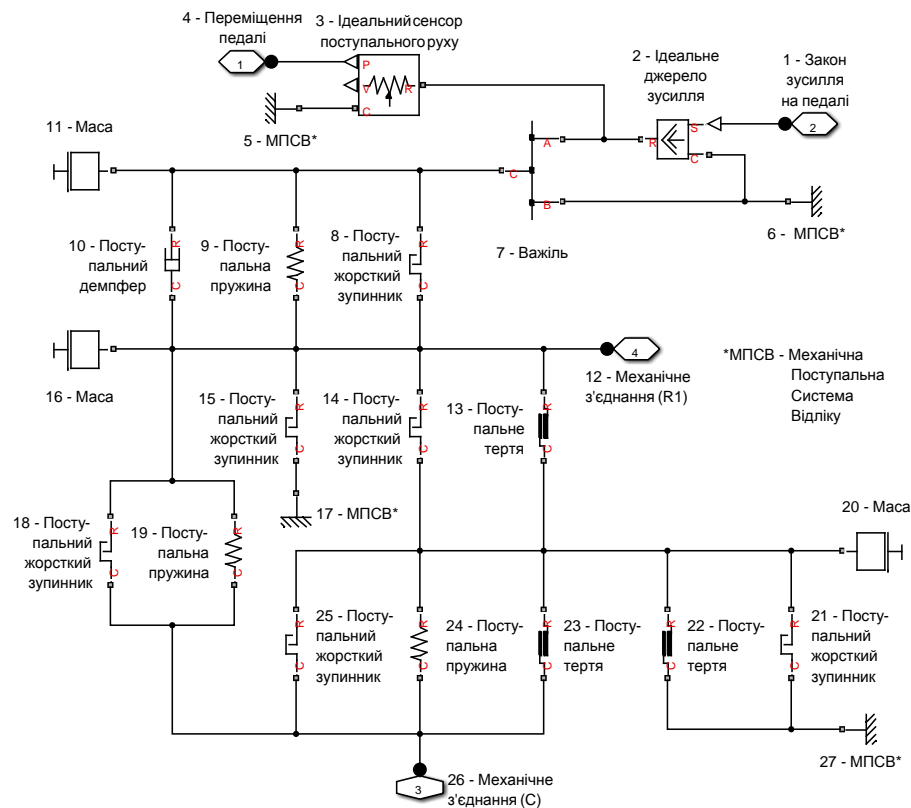


Рис. 2.8. Simscape модель пружинного блоку гальмівного крану EBS

Механічні поступальні системи відліку 5, 6 уособлюють прив'язку на корпус. Власне педаль імітується блоком 7 – важіль, порт В якого шарнірно пов'язаний з блоком 6. Збільшене зусилля від педалі передається на шток через порт С. Приведена до штоку маса педалі позначається блоком 11. Між штовхачем та штоком педалі є зазор, значення якого встановлює поступальний жорсткий зупинник 8; поступальна пружина 9 остаточно компенсує положення педалі до початкового стану, а поступальний демпфер 10 гасить контактні коливання. Первинний елемент контакту зі штоком педалі – штовхач, позначений у моделі масою 16. Переміщення уверх штовхача обмежується поступальним жорстким зупинником 15 до упору 17 – механічна поступальна система відліку. Поступальний жорсткий зупинник 14 імітує зазор між пружинним поршнем масою 20 та штовхачем 16. Поступальне тертя 13 здійснює дисипативний зв'язок між цими двома елементами. Рух штовхача відстежується блоком 12. Між поршнем першої секції крану та штовхачем є пружний зв'язок 19, а також зазор, величина якого встановлюється блоком поступального жорсткого зупинника 18. Пружинний поршень здійснює вплив на поршень першої секції крану через поступальну пружину 24. Між цими деталями існує тертя, що описується блоком 23. Поступальний жорсткий зупинник 25 обмежує зону пропорційної слідкуючої дії крану завдяки блокуванню пружини 24. У той же час пружинний поршень 20 здійснює фрикційний контакт 22 з корпусом 27, а також блоком поступального зупинника 21 обмежується повний хід педалі гальм. Механічне зусилля передається на виході через блок зв'язку 26.

Розглянемо блок 14 з рис. 2.7 під маскою детальніше (див. рис. 2.9). Через порт блоку механічного зв'язку 1 до блоку ідеального сенсору 2 надходить поступальний рух відносно механічної системи відліку 3 (корпус).

Фізичний сигнал переміщення штовхача надходить до блоку інтерполяції 4, у той же час сигнал конвертується у віртуальний через блок 5 та через блок 6 бездротової передачі даних передається до вихідних даних. У блоці інтерполяції відповідно до ходу штовхача задається величина, пропорційна вихідній напрузі, яка відтворюється сенсором 7.

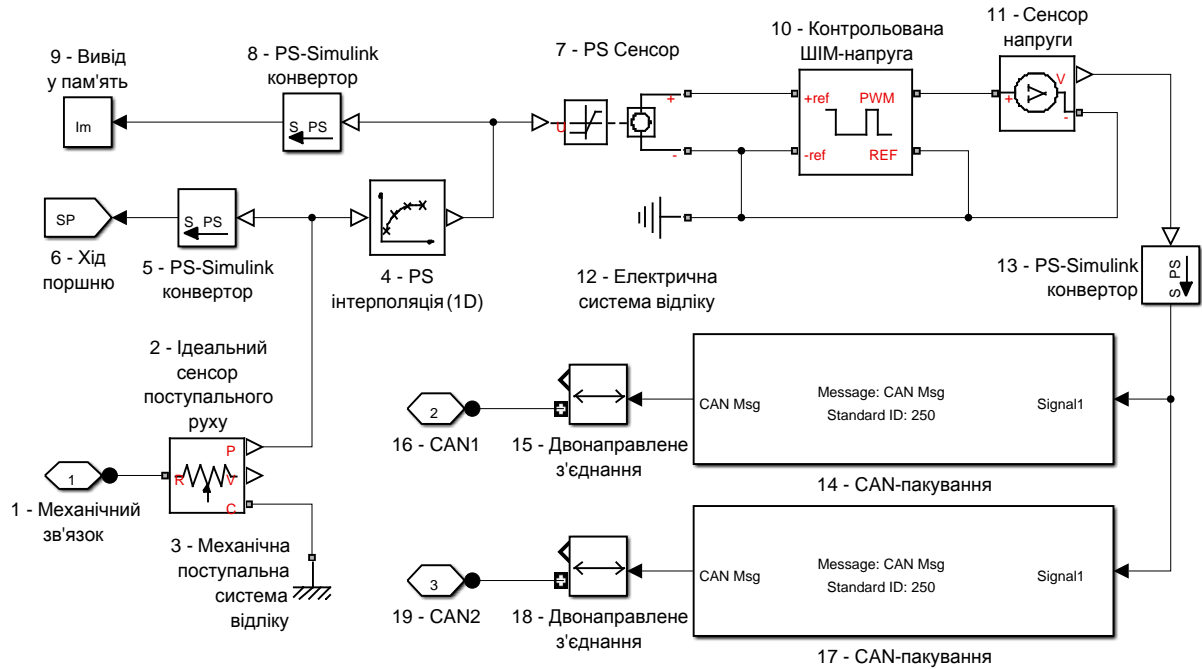


Рис. 2.9. Simulink/Simscapre модель перетворювача сигналу крану EBS.

Сенсор працює в одному електричному колі з електричною системою відліку 12 та з блоком 10 контрольованої ШІМ напруги. Сенсор напруги 11 через конвертор 13 виводить ШІМ сигнал до блоків 14 та 17, де два паралельні сигнали пакуються у CAN формат. Блоки двонаправленого з'єднання 15 та 18 транслюють сигнали через одну шину та дозволяють утворити CAN контакти 16 та 19.

Розглянемо будову моделі верхньої секції гальмівного крану EBS (рис. 2.10).

Вхід у підсистему верхньої секції забезпечується блоком механічного з'єднання 1. Через порт R дія передається до блоку пневматичної поршневої камери 2, корпус якої фіксований відносно механічної поступальної системи відліку 3. Адіабатна кришка 4 ізолює теплообмін пневматичної камери з навколишнім середовищем. Сенсор 5 передає значення тиску до вихідних даних. Пневматичний дросель змінного перетину 6 забезпечує можливість з'єднання поршневої камери 2 з атмосферою через блок атмосферної системи відліку 7. Переміщення поршню відстежується сенсором поступального руху 8 для передачі у вихідні дані, а також сенсором 9, з порту Р якого фізичний сигнал

надходить у блок 10 обчислення площини перерізу дроселю 6, що приймається портом AR. Контакт поршню з клапаном здійснюється через поступальний жорсткий зупинник 11, зазор у якому вимірюється саме сенсором 9. Блоки 12, 13, 14 виконують відповідно обмежувальну, демпфуючу та пружну функції поршню пневматичної камери 2 масою 15 відносно фіксації на корпус блоком 16.

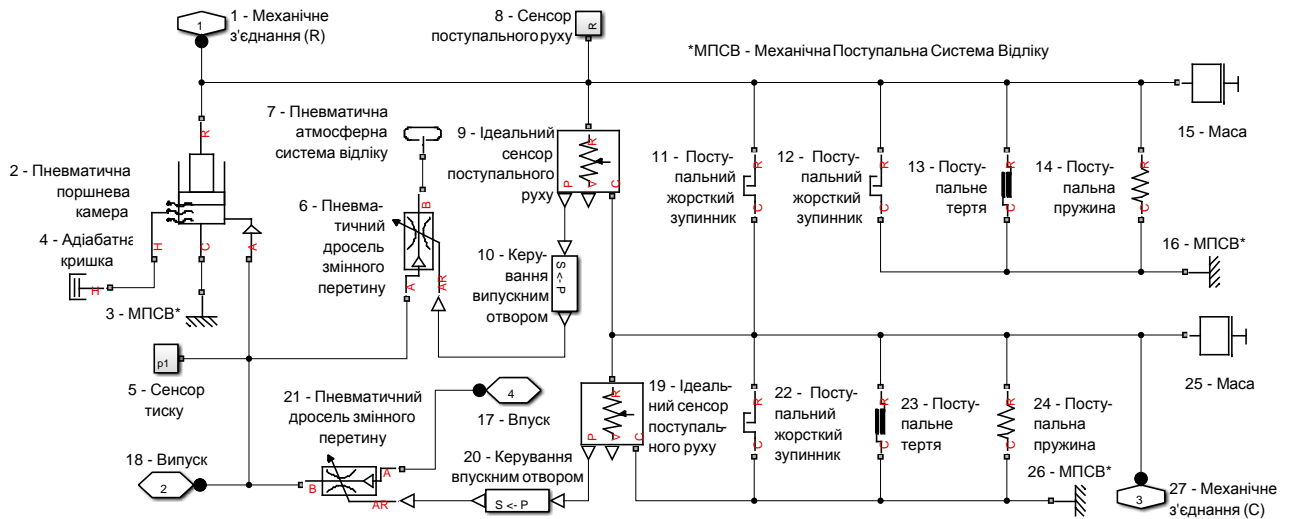


Рис. 2.10. Simscape модель верхньої секції крану EBS

Пневматичний дросель змінного перетину 21 сполучає впускний 17 та випускний 18 порти верхньої секції крану. Керування дроселем відбувається через порт AR блоком 20, в якому вираховується площа перерізу при утворенні кільцевого зазору, який забезпечується блоком поступального жорсткого зупинника 22, від переміщення клапану масою 25. Поступальний рух клапану сканується відносно корпусу 26 ідеальним сенсором поступального руху 19, та у виді фізичного сигналу подається до блоку 20. Поступальна пружина 24 забезпечує зворотну дію, а поступальне тертя 23 моделює дисипативний зв'язок з корпусом секції.

Розглянемо будову моделі нижньої секції гальмівного крану EBS (рис. 2.11).

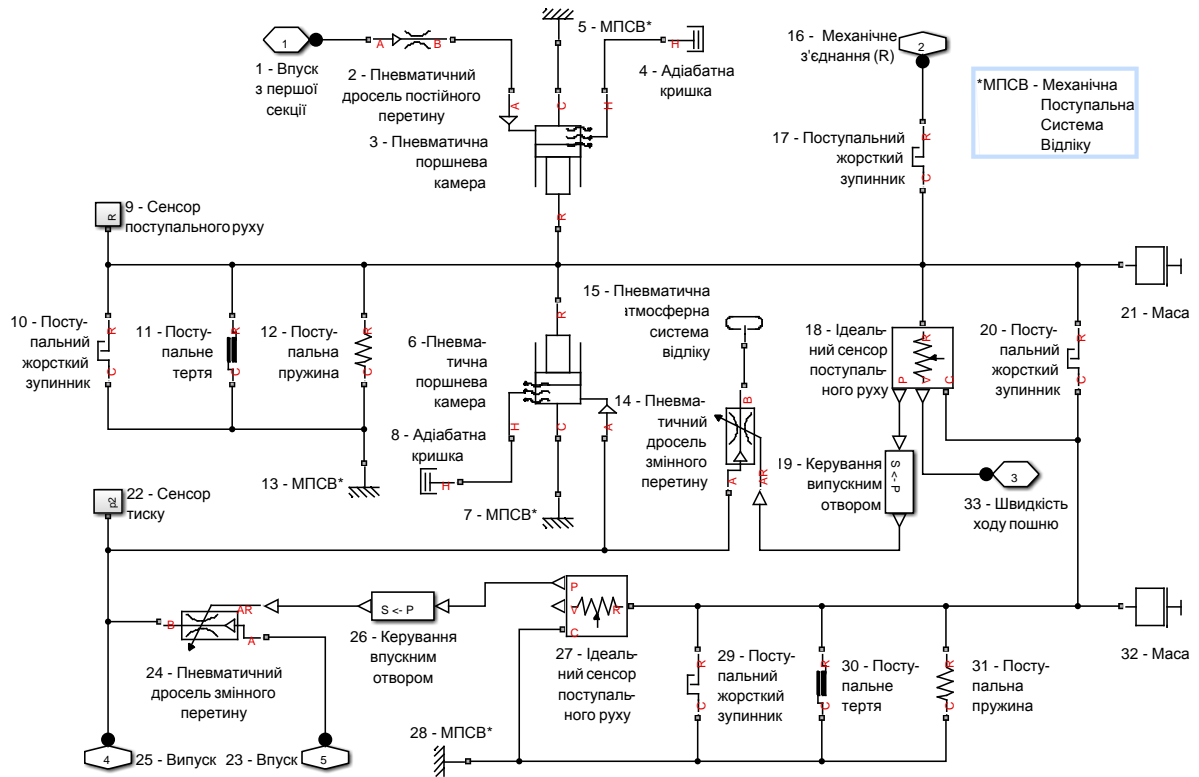


Рис. 2.11. Simscape модель нижньої секції крану EBS

Стисле повітря надходить до блоку 1 з верхньої секції. На відміну від моделі верхньої секції на рис. 3 основний привод нижньої секції відбувається за допомогою пневматичної поршневої камери 3 через отвір постійного перетину 2. Поршнева камера 6 протидіє камері 3, що спричиняє реактивну слідкуючу дію пристрою. Обидві камери фіксовані на корпусі блоками механічної поступальної системи відліку 5, 7, а також ізольовані адіабатними кришками 4, 8 від навколишнього середовища. На випадок примусового спрацьовування секції активується механічний зв'язок блоку 16, який після вибору зазору у поступальному жорсткому зупиннику 17, напряму передає рух на комбінований поршень масою 21. Сенсор поступального руху 9 відстежує переміщення поршню та передає його до вихідних даних. Поступальний жорсткий зупинник 10, поступальне тертя 11 та поступальна пружина 12, фіксовані відносно корпусу блоком 13, забезпечують обмеження ходу, дисипативну та зворотну функції подвійного поршню відповідно. Зазор до сідла клапану імітується жорстким поступальним зупинником 20, а вимірюється ідеальним сенсором поступального руху 18. Керування випускним отвором 19 здійснюється за допомогою клапану 14. Ідеальний сенсор поступального руху 27 вимірює переміщення поршня камери 6. Керування випускним отвором 26 здійснюється за допомогою клапану 24. Поступальний жорсткий зупинник 29, поступальне тертя 30 та поступальна пружина 31 фіксовані відносно корпусу блоком 32.

руху 18, з порту Р якого сигнал надходить до блоку 19 керування дроселем, де перетворюється на вихіді у площину перетину дроселю 14. Цей дросель має пневматичний зв'язок з атмосферою через атмосферну систему відліку 15.

Сенсор 22 дозволяє вимірювати тиск у підпоршневій порожнині камери 6 та звітувати до вихідних даних. Дросель змінного перетину 24 є ланкою регулювання перепаду тиску між впускним 23 та випускним 25 блоками. Клапан регулюється через порт AR дроселю завдяки сигналу від блоку керування 26, де хід клапану перетворюється на площину дросельного отвору. Хід клапану вимірюється ідеальним сенсором поступального руху 27 відносно корпусу, що заданий блоком 28. Поступальний жорсткий зупинник 29, поступальне тертя 30 та поступальна пружина 31, фіксовані відносно корпусу блоком 28, забезпечують обмеження ходу, дисипативну та зворотну функції трубчастого клапану масою 32.

Під маскою блоку 1 (рис. 2.6) - дисковий ГМ - підсистема базових блоків Simscape. Входи А і В відповідно в пневмокамеру 1 і енергоакумулятор 2 представлені дроселями постійного перерізу 3 і 4 (рис. 2.12). Шток пневмокамери 1 рухає приведену масу 5, сприймаючи сили опору від елементів пружно-дисипативного опору 7, 8 і обмежувача 6.

Енергоакумулятор 2, пов'язаний з робочою пневмокамерою корпусом, навантажений пружиною 15, лінійним демпфером 14, а жорсткий зупинник 13 обмежує переміщення штоку з приведеною масою 12 при зарядці. Звернення їх дії здійснюється рівноплечим важелем 11. Штоки пневмокамери і енергоакумулятору взаємодіють через поступальний жорсткий зупинник 23. Важіль 10 з певним передавальним числом забезпечує рух затискних частин гальма в різних напрямках. Плаваюча скоба з приведеними до неї масами 9 пов'язана з корпусними частинами пневмокамер 1 і 2. Накладки гальмівних колодок імітуються пружно-грузлим і інерційним опорами з обмеженням деформування (елементи 26-29 для правої і 31-34 для лівої накладок).

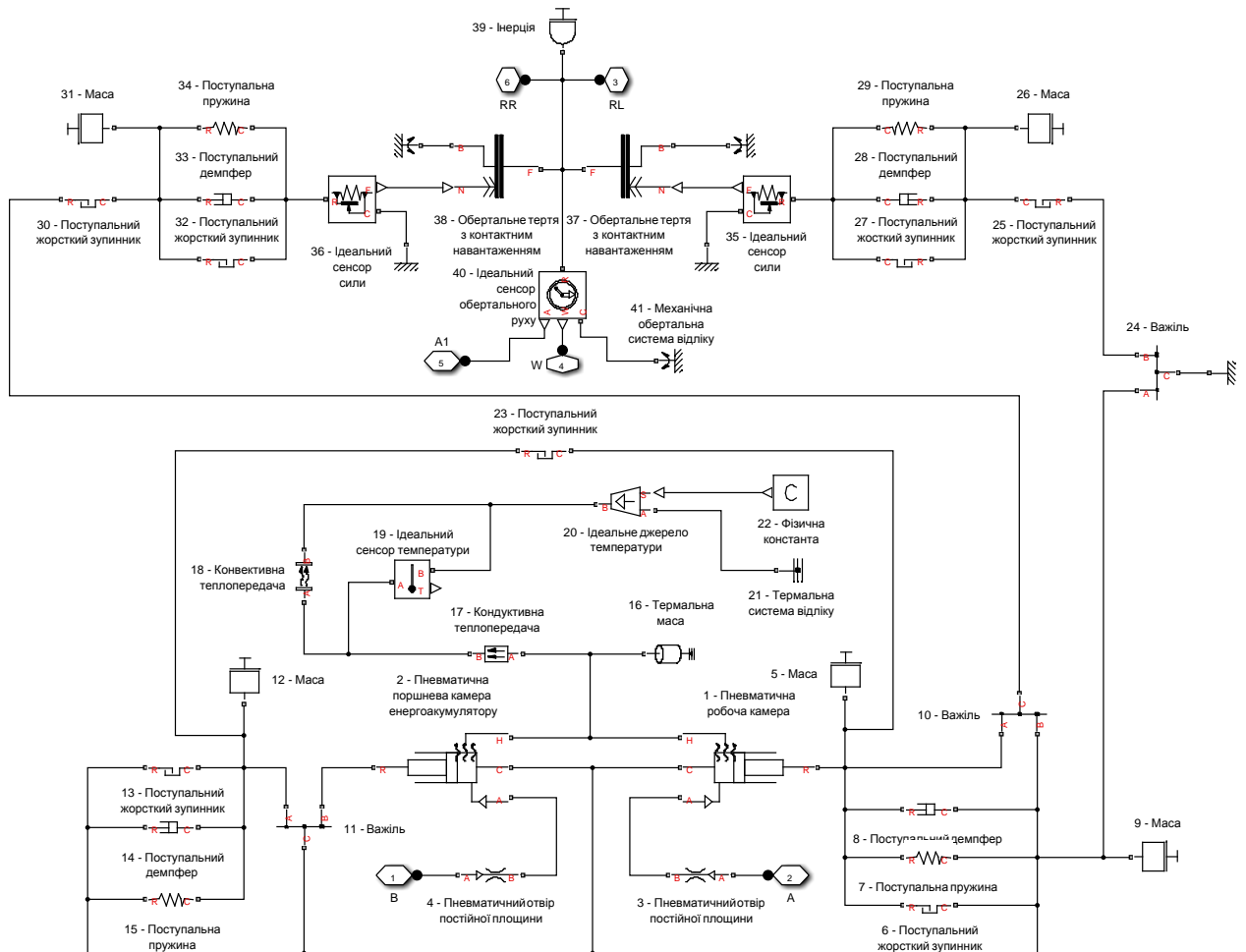


Рис. 2.12. Simulink/Simscape модель дискового пневмомеханічного ГМ під маскою блоку.

Зусилля на накладки від важеля механізму 10 і рівноплечого важеля 24 передаються через жорсткі упори 25 і 30 після вибору зазорів. Виникаючі симетричні зусилля за допомогою ідеальних сенсорів сили 35 і 36 у вигляді фізичних сигналів подаються в блоки 37, 38 обертового тертя з контактним навантаженням. У цих блоках задаються геометрія диска, закон тертя і початкові умови. Інерцію обертового диска задає блок інерції 39. За допомогою сенсору 40 обертового руху виводиться сигнал кутової швидкості диска. У разі здійснення теплопередачі через стінки гальмівної камери і енергоакумулятору до портів Н підключається блок термічної маси 15 (корпус камер акумулює тепло), блок 17 кондуктивної теплопередачі (через стінки циліндрів), блок 18 конвективної теплопередачі, який замикається блоком 20 - ідеальним джерелом температури.

Значення температури визначається різницею між температурою, встановленою блоком 21 - термічною системою відліку, і встановленою блоком 22 - фізичною константою.

### **Висновки до ругого розділу**

Результати моделювання гальмівної динаміки вантажного автомобіля з EBS дозволили сформулювати наступні висновки:

1. При моделюванні гальмівної динаміки вантажного автомобіля було скорочено час розрахунків на 50 % завдяки поєднанню методів класичної механіки та векторного числення з методом Фробеніуса, який застосовано для обернення матриці інерційних коефіцієнтів системи рівнянь руху автомобіля.

2. Результати імітаційного моделювання не суперечать положенням теорії автомобіля і дозволяють оцінити час гальмування та гальмівний шлях вантажного автомобіля у різних дорожніх умовах з похибкою до 4 %.



### РОЗДІЛ 3

## РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1. Технічна характеристика вантажного автомобіля

На рис. 3.1 представлений загальний вид вантажного автомобіля DAF XF95.

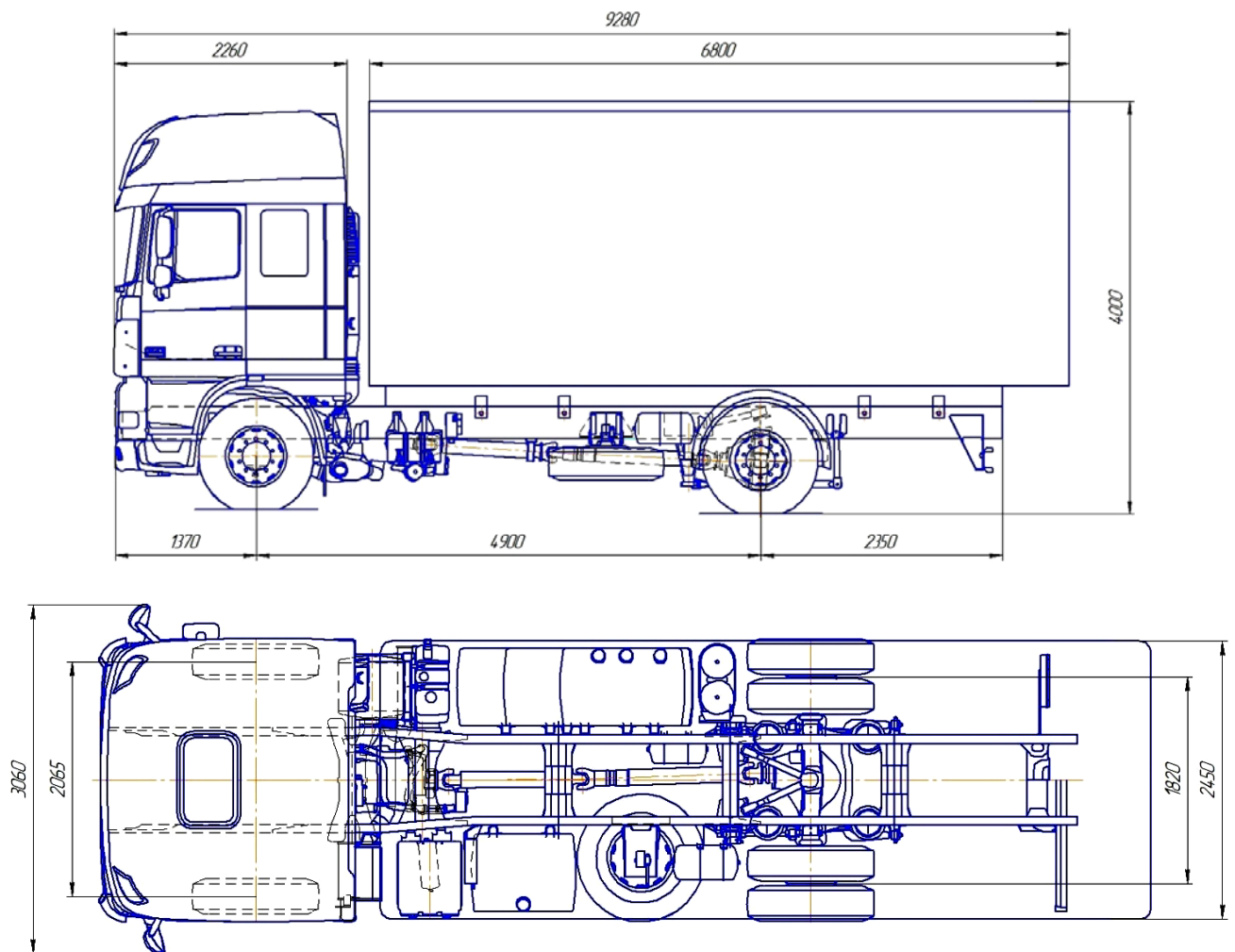


Рис. 3.1 Загальний вид вантажного автомобіля DAF-XF95

Коротка технічна характеристика вантажного автомобіля DAF XF-95

№ з/п	Параметр	Позначення	Значення параметру	
1	власна маса КТЗ, кг	всього тягача	$m_{0T}$	7050
		на передню вісь	$m_{01T}$	5055
		на задню вісь	$m_{02T}$	1995
2	максимально допустима повна маса КТЗ, кг	всього тягача	$m_{aT}$	18000
		на передню вісь	$m_{a1T}$	11000
		на задню вісь	$m_{a2T}$	7000
3	Максимальна швидкість, км /год	$V_{max}$	85	
4	Максимальна потужність двигуна, кВт	$N_{max}$	315	
5	Максимальний крутний момент, Нм	$M_{max}$	1950	
6	Частота обертання колінчастого вала двигуна, $xv^{-1}$ при $N_{max}$	$n_N$	2300	
	при $M_{max}$	$n_M$	1500	
7	Марка шин	передня вісь задня вісь	385/65R22,5 315/70R22,5	
8	Тиск в шинах, МПа передніх коліс	$P_{ш1}$	0,80	
	задніх коліс	$P_{ш2}$	0,67	
9	Кількість коліс	--	6	
10	Геометричні параметри СТ, м:			
	габаритна довжина	Д	9,280	
	габаритна ширина	Ш	3,060	
	габаритна висота	В	3,860	
	база подовжня	Б	4,900	
	колія передніх коліс	К'	2,065	
переднє звисання	С	1,370		

Загальна технічна характеристика апаратів гальмівної системи EBS представлена в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

## Технічні параметри апаратів гальмівної системи

Дисковий гальмівний механізм	
Технічні характеристики гальмівного механізму типу SN7	Значення
Для коліс розміром обода, дюйм	22.5
Внутрішнє передатне відношення	15.6
Діаметр диска, мм	430
Товщина диска (новий), мм	45
Товщина диска (мін.), мм	37
Товщина матеріалу тертя колодки (нова), мм	21
Товщина матеріалу тертя колодки (мін.), мм	2
Вага без диску, включаючи колодки, кг	41.5
Гальмівний кран, пропорційний прискорювальний клапан	
Максимальний робочий тиск, бар	12
Робочий тиск, бар	8,5
Напруга, В	24
Максимальна сила струму, А	1,4
Модулятор задньої осі	
Діапазон температур, °С	-40...+80
Робочий тиск, бар	10
Максимальний тиск, бар	13
Напруга, В	24
Сила струму, А	5
Клапан керування гальмами причепа	
Максимальний робочий тиск, бар	10
Діапазон напруги, В	8...32
Максимальний споживаний струм, мА	30

### 3.2. Результати визначення гальмівного шляху вантажного автомобіля

**3.2.1. Вид покриття – сухий асфальтобетон.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; середня стала уповільнення  $5,5$  м/с<sup>2</sup>; сила на органі керування  $700$  Н; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0,9$ ; час реакції водія  $t_P = 0,8$  с; час спрацювання приводу  $t_{np} = 0,7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0,6$  с; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів  $k_E = 1,4$ .

Гальмівний шлях визначається за формулою:

$$S = \frac{V_H \cdot t_{np}}{3,6} + \frac{V_H \cdot t_H}{2 \cdot 3,6} + 0,5 \cdot k_E \cdot \frac{V_H^2}{\varphi \cdot g \cdot 13} \quad (3.1)$$

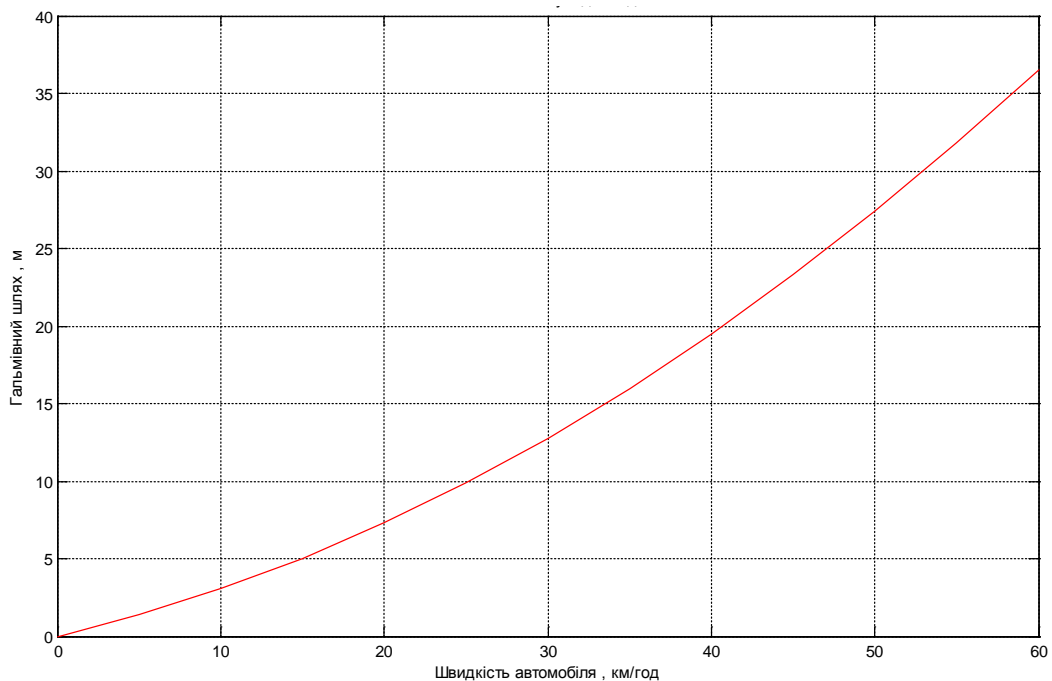


Рис. 3.2 Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0,9$

Результати досліджень зведені в табл. 3.3. При випробуванні гальмівної системи динамічної моделі автомобіля отримали характеристики, зображені на рис 3.3.

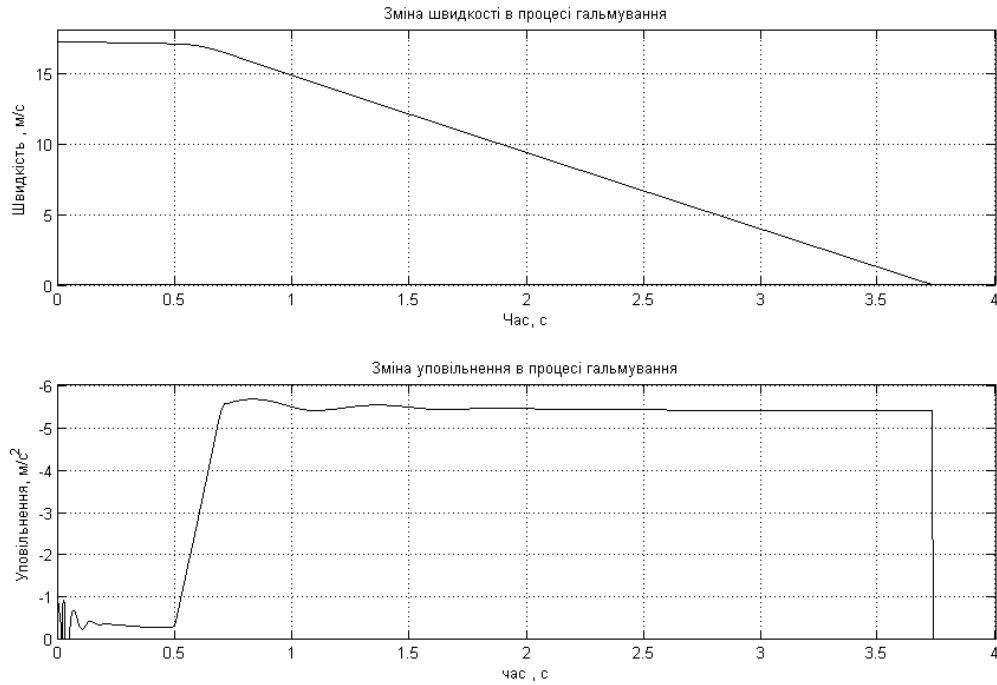


Рис. 3.3 Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.9$

Таблиця 3.3

Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	36,7	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	36,66	0,04
Гальмівний шлях імітаційної моделі автомобіля, м	36,2	0,5

**3.2.2. Вид покриття – мокрий асфальтобетон.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; сила на органі керування 700 Н; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0.75$ ; час реакції водія  $t_p = 0.8$  с; час спрацьовування приводу  $t_{np} = 0,7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0.6$  с; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів  $k_E = 1.4$ .

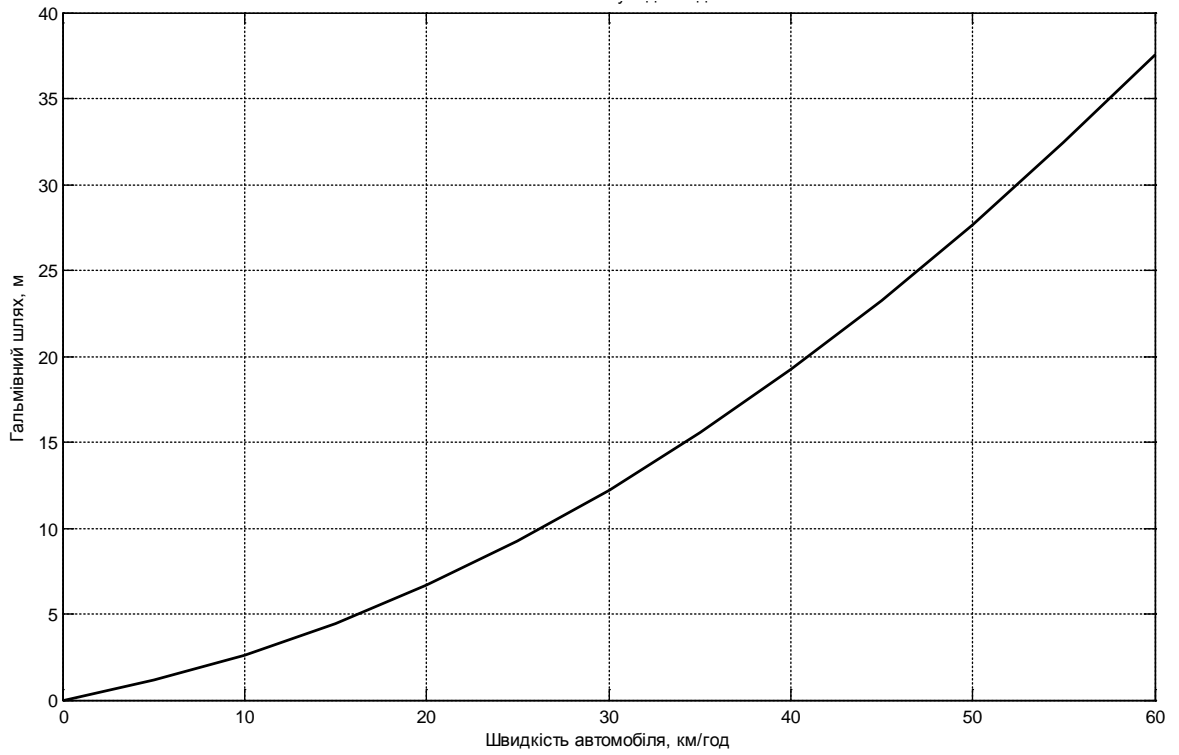


Рис. 3.4 Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0.75$

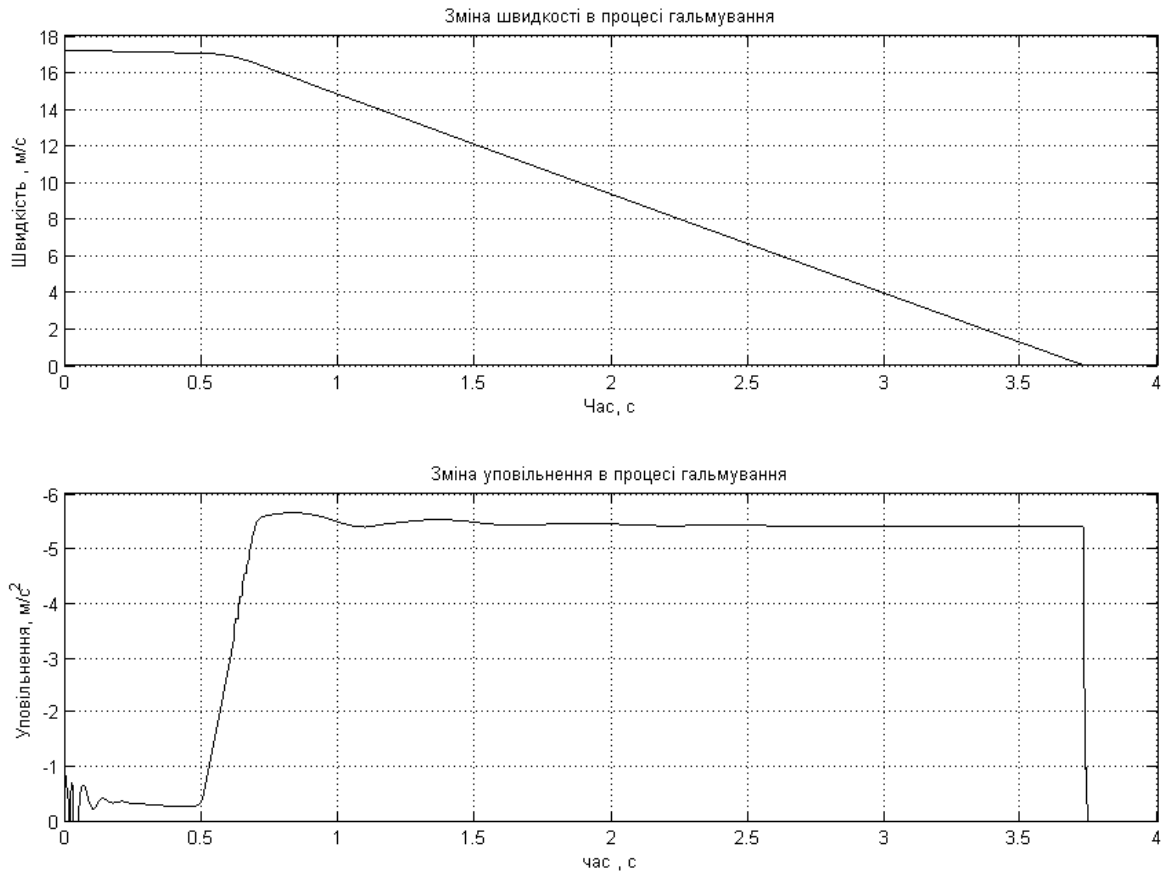


Рис. 3.5. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.75$

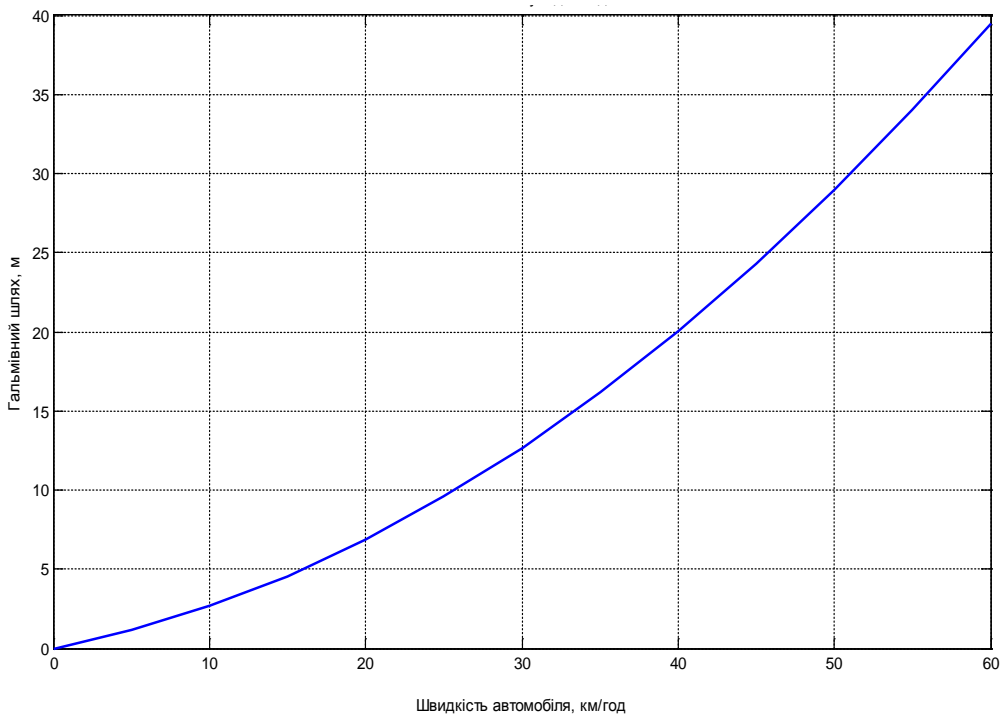
Результати досліджень зведені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

## Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	37,5	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	36,65	0,85
Гальмівний шлях імітаційної моделі автомобіля, м	36,5	1,0

**3.2.3. Вид покриття – мокрий асфальт.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; сила на органі керування 700 Н; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0.7$ ; час реакції водія  $t_P = 0.8$  с; час спрацьовування приводу  $t_{np} = 0,7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0.6$  с; коефіцієнт ефективності  $k_E = 1.4$ .

Рис. 3.6 Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0.7$

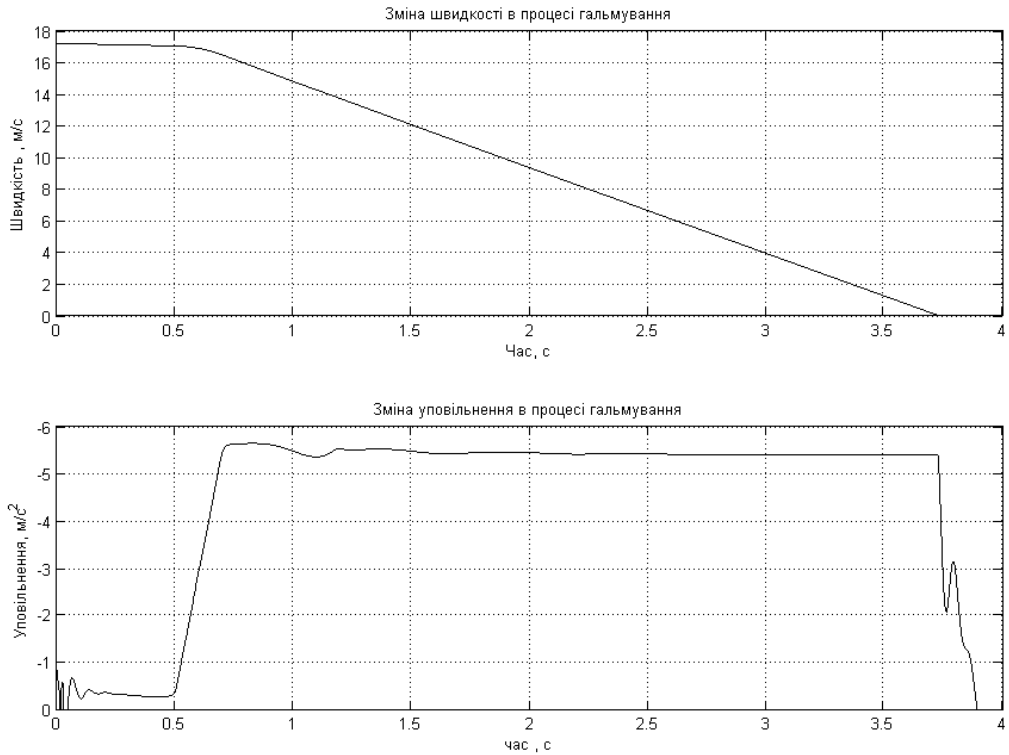


Рис. 3.7. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.7$

Результати досліджень зведені в табл. 3.5.

Таблица 3.5

#### Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	39,5	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	36,7	2,8
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	37,2	2,3

**3.2.4. Вид покриття – свіжовипавший сніг.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; сила на органі керування 700 Н; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0.4$ ; час реакції водія  $t_p = 0.8$  с; час спрацювання приводу  $t_{np} = 0.7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0.6$  с; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів  $k_E = 1.4$ .



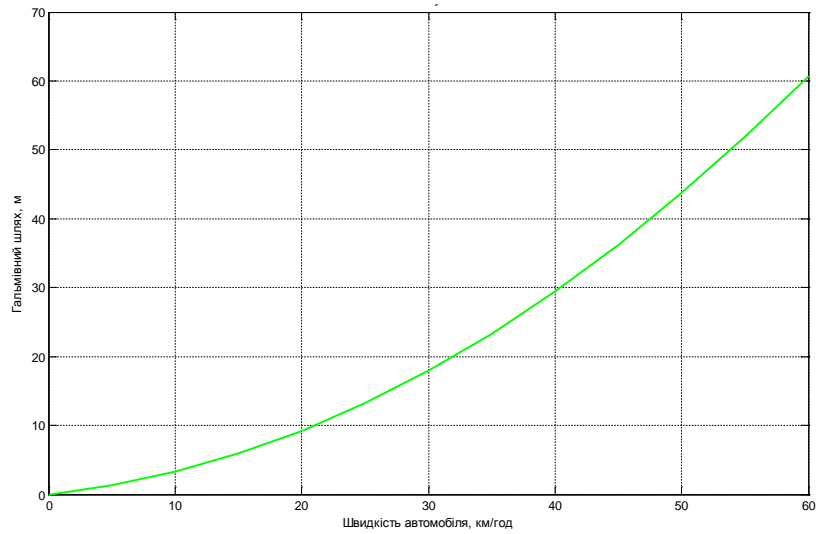


Рис. 3.8. Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0.4$

Результати досліджень зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	60,6	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	47,5	13,1
Гальмівний шлях імітаційної моделі автомобіля, м	51,8	8,8

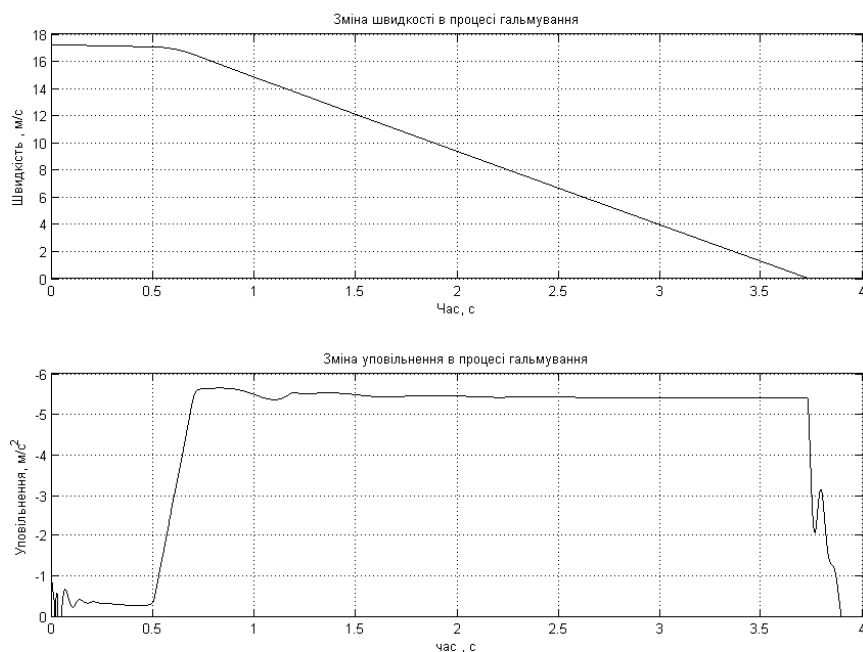


Рис. 3.9. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.4$

**3.2.5. Вид покриття – прикатаний сніг.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; сила на органі керування 700 Н; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0.3$ ; час реакції водія  $t_p = 0.8$  с; час спрацьовування приводу  $t_{np} = 0.7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0.6$  с; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів  $k_E = 1.4$ .

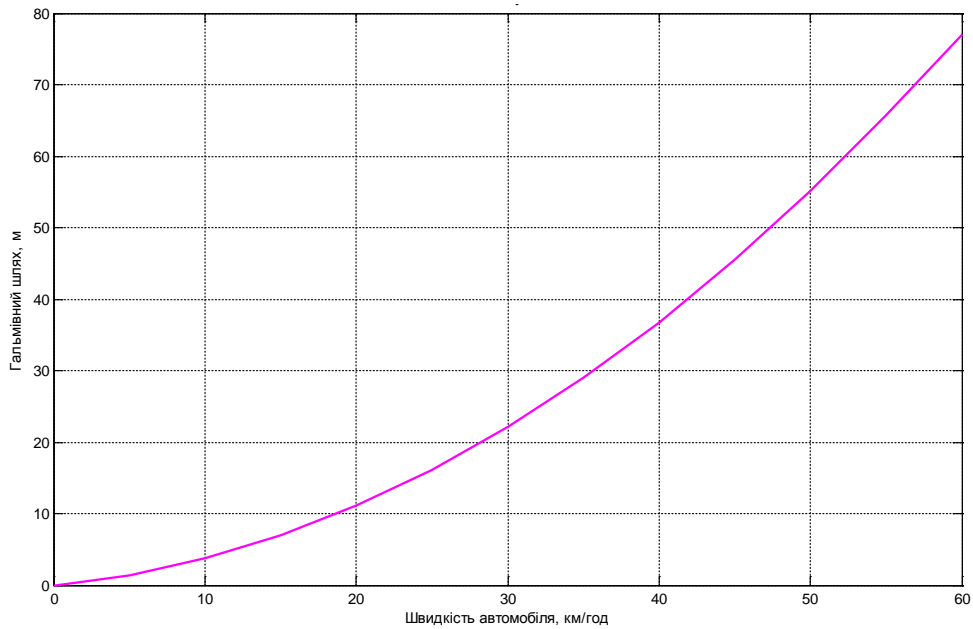


Рис. 3.9. Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0.3$

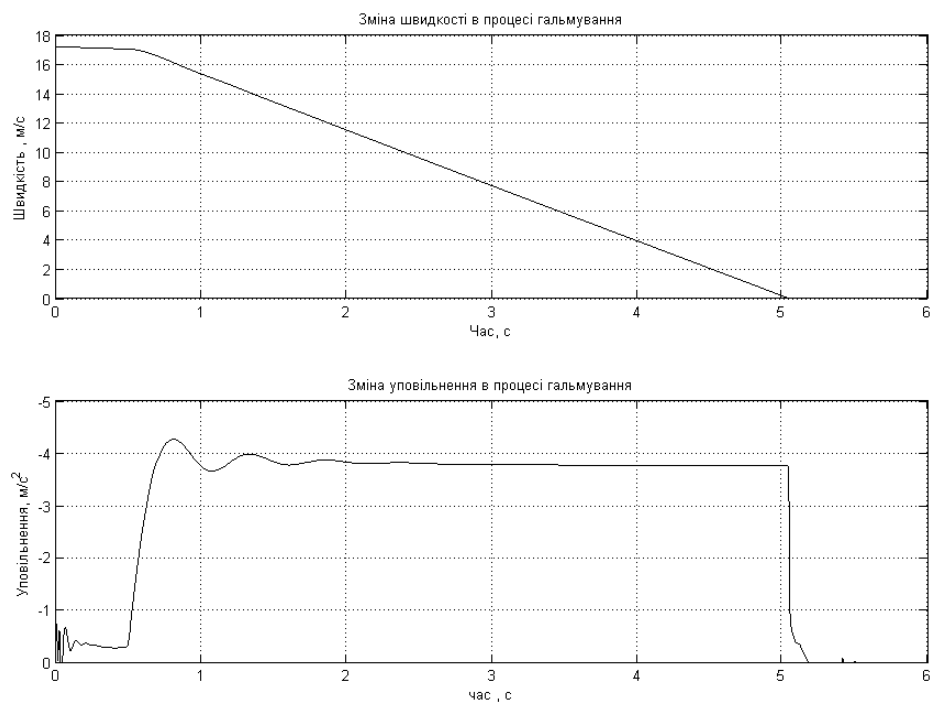


Рис. 3.10. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.3$

Результати досліджень зведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	77,1	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	72	5,1
Гальмівний шлях імітаційної моделі автомобіля, м	70,6	6,5

**3.2.6. Вид покриття – лід.** Початкова швидкість випробування  $V_H = 60$  км/год; коефіцієнт зчеплення шин з дорогою  $\varphi = 0.15$ ; час реакції водія  $t_p = 0.8$  с; час спрацьовування приводу  $t_{np} = 0,7$  с; час наростання уповільнення  $t_H = 0.6$  с; коефіцієнт ефективності гальмівних механізмів  $k_E = 1.4$ .

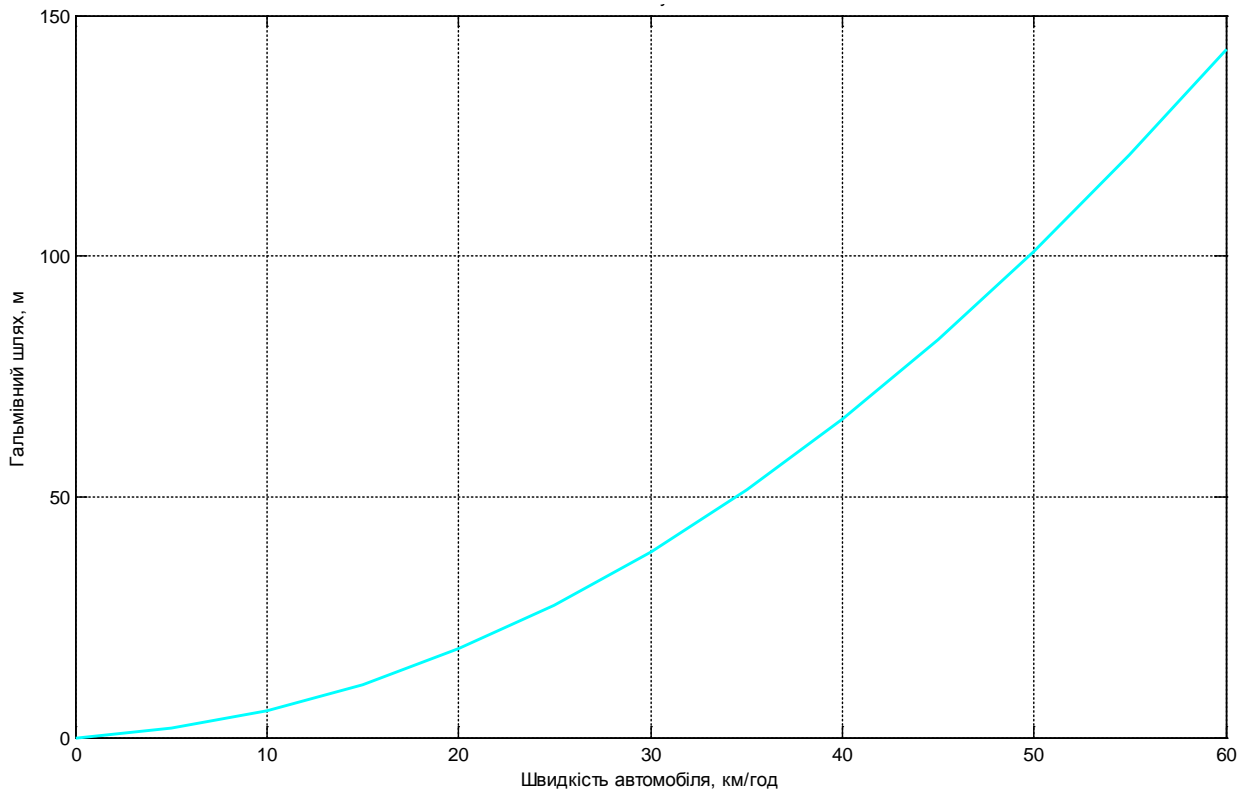


Рис. 3.11. Теоретичний гальмівний шлях автомобіля при  $\varphi = 0.15$

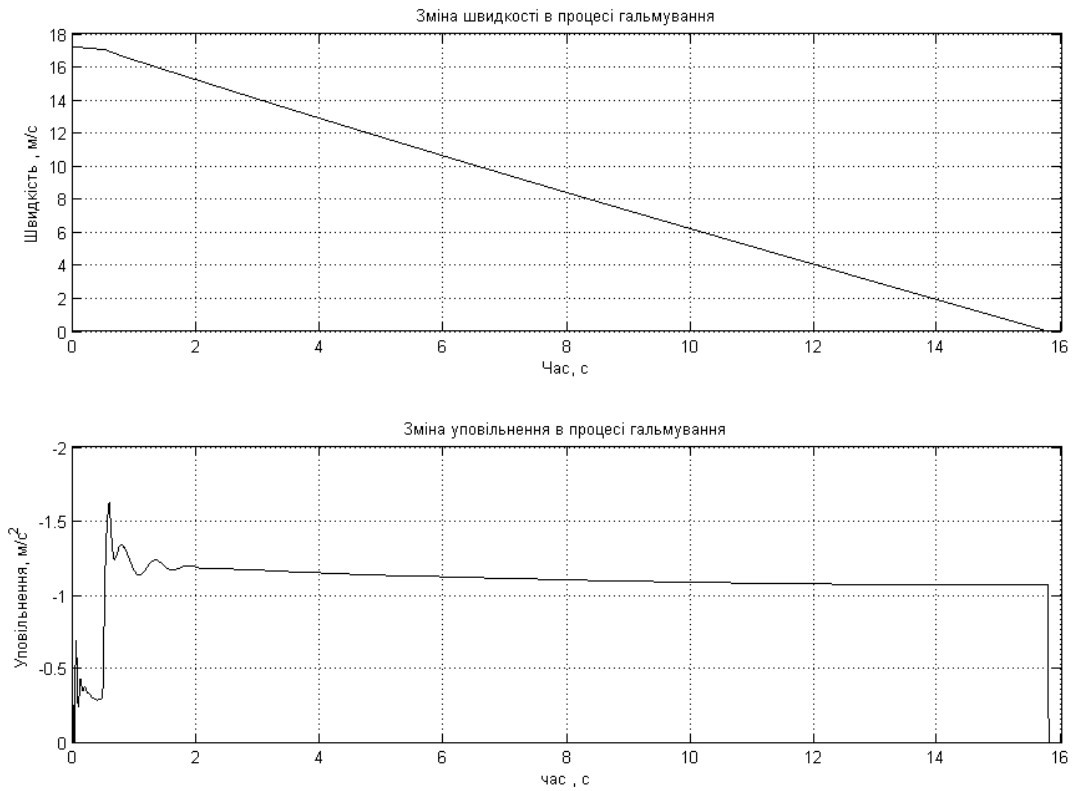


Рис. 3.12. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля при  $\varphi = 0.15$   
Результати досліджень зведені в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

## Результати досліджень

Найменування	Значення	Відхилення в метрах
Теоретичний гальмівний шлях, м	143	--
Гальмівний шлях динамічної моделі автомобіля, м	135,2	7,8
Гальмівний шлях імітаційної моделі автомобіля, м	136,6	6,4

## Висновки до третього розділу

Отримали наступні результати тестування отриманих динамічної та імітаційної моделей гальмування вантажного автомобіля.

1. при  $\varphi = 0.9$  отримали 36,66 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 36,2 м (імітаційне моделювання);

2. при  $\varphi = 0.75$  отримали 36,65 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 36,5 м (імітаційне моделювання);

3. при  $\varphi = 0.7$  отримали 36,7 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 37,2 м (імітаційне моделювання);

4. при  $\varphi = 0.4$  отримали 47,5 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 51,8 м (імітаційне моделювання);

5. при  $\varphi = 0.3$  отримали 72 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 70,6 м (імітаційне моделювання);

6. при  $\varphi = 0.15$  отримали 135,2 м гальмівного шляху (динамічна модель) та 136,6 м (імітаційне моделювання).

В середньому результати за імітаційною моделлю відрізняються від результатів за динамічною моделлю на 2 %.

З отриманих результатів видно, що використання більш складної моделі для дослідження гальмівних якостей автомобіля дає значну похибку у порівнянні з класичною методикою визначення гальмівного шляху.

## ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота виконана на достатньому науково-практичному рівні з використанням сучасних програмних продуктів. Основні результати, що отримані в процесі досліджень, полягають у наступному.

1. Аналіз існуючих електро-пневматичних гальмівних систем вказав на особливості конструкцій їх компонентів, що необхідно враховувати в процесі створення розрахункових моделей. При моделюванні технічних систем необхідно враховувати тенденції розвитку цього процесу з більш повним використанням потенціалу сучасних математичних пакетів.

2. У кваліфікаційній роботі запропоновано загальний підхід щодо створення розрахункової моделі, яка встановлює зв'язок між гальмівною динамікою вантажного автомобіля та робочою гальмівною системою з EBS. Дослідження розробленої імітаційної моделі встановили підвищення точності моделювання руху вантажного автомобіля на 12 % при зменшенні часу розрахунків на 50 % у порівнянні з існуючими методами.

3. Теоретичні дослідження показали, що у порівнянні із загально прийнятою математичною моделлю визначення гальмівного шляху автомобіля запропоноване моделювання значно зменшує похибку розрахунків (в середньому до 10 % – при використанні динамічної моделі, до 12 % – при використанні імітаційної моделі) в залежності від погіршення стану дорожнього покриття.

Виконані дослідження виявили потенціал для майбутніх досліджень як теоретичних так і експериментальних в частині вдосконалення процесу моделювання технічних систем.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Грузовые автомобили DAF-XF95, руководство по ремонту, схемы электрооборудования / Н. П. Сизов. – Санкт Петербург.: ООО «Издательство Диез», 2009. – 616 с.
2. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2011. – 50 с.
3. Тормозная система WABCO. [Електроний ресурс]. – 2007. – Режим доступу: <http://www.wabco-auto.com.html>.
4. Автомобильный справочник Bosch. Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ил. – ISBN 5-85907-327-5.
5. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с., ил.
6. B. T. Fijalkowski. Automotive machatronics: Operational and practical issues. Volume 1. INTELLIGENT SYSTEMS, CONTROL, AND AUTOMATION: SCIENCE AND ENGINEERING. – Springer science + Business Media B.V. 2011. – 612 p. – ISBN 978-94-007-0408-4.
7. А. с. 38737 (Україна). Математична модель руху зчленованих пневмоколісних транспортних засобів по криволінійній траєкторії / О. С. Лиходій (Україна). – № 38920 ; заявл. 05.04.2011.
8. Леонтьев Д. Н. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортного средства: монография / Д. Н. Леонтьев, А. Н. Туренко, В. А. Богомолов и др. – 2-е изд., допол. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
9. Туренко А. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Д. Н. Леонтьев // Вестник ХНАДУ. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 13-17.

10. Лиходій О. С. Моделювання робочої гальмівної системи EBS для сидельних автопоїздів / О. С. Лиходій, Захарченко В.В., Чуєшов В.Д. // Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції, присвяченої До дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 19-21 жовтня 2022 року. – Х : ХНАДУ, 2022, С. 16-18.

11. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи студентів другого (магістерського) рівня освіти спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання / Укладачі: Заренбін В. Г., Лиходій О. С., Колеснікова Т. М. – Дніпро: ДВНЗ ПДАБА, 2020, 48 с.

12. Вимоги до оформлення кваліфікаційних робіт, курсових робіт (проектів), звітів з практик, контрольних робіт. Методичні вказівки для студентів ступеня бакалавра та магістра спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання / Укладачі: Заренбін В. Г., Лиходій О. С., Колеснікова Т. М. – Дніпро: ДВНЗ ПДАБА, 2021. – 32 с.