

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

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:  
«Підвищення ефективності контролю технічного стану амортизаторів  
 автотранспортних засобів в умовах експлуатації на прикладі твариства з  
 обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу, групи ІАТ-21м  
 спеціальності 274 Автомобільний транспорт  
Недубашок Б.М.

Керівник: канд. техн. наук, доцент каф. АТМ

Огісвий В.О.

«    »    2022 р.

Опонець: К.Т.К. доц каф. АТМ

Бурдукаєв С.І.

«    »    2022 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

в.т.н. доц Цимбал С.В.

«    »    2022 р.

Вінниця ВНТУ - 2022 рік

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ  
завідувач кафедри АТМ  
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ

07.12.2022 р.

### ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Нестибалюку Богдану Миколайовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності контролю технічного стану амортизаторів автомобільних транспортних засобів в умовах експлуатації на прокатній тварарстві з обмеженою відповідальністю «Таксопарк» міста Вінниці.  
перевіряє роботи Огнєвий Віталій Олександрович, к.т.н., доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, звання)

затверджені наказом ВНТУ від «14» вересня 2022 року № 203.

2. Строк подання студентом роботи: 07.12.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вивчає до конструювання та експлуатації автотранспортних засобів (співвідношення, державні та галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України з галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, структура автотрансу України, район експлуатації автомобілів - Україна, досліджувані моделі ТЗ - автобуси тварарства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк» п.п.к., об'єкт дослідження - процес руху ТЗ з постійною швидкістю по дорозі з переїздом колесами однієї осі при варіюванні технічного стану амортизаторів; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше - 10%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

- 1. Аналіз ефективності контролю технічного стану амортизаторів транспортних засобів в умовах експлуатації
- 2. Теоретичні передумови дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів в умовах прокатних стійкості ТЗ
- 3. Експериментальні дослідження з підвищення ефективності контролю технічного стану амортизаторів автотранспортних засобів
- 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
- 5. Визначення ефективності контролю технічного стану амортизаторів транспортних засобів

5. Перелік літературного матеріалу (з точним визначенням обов'язкових креслень):

- 1. Тема, мета та завдання дослідження.
- 2. Кваліфікаційна схема методів контролю технічного стану амортизаторів на транспортних засобах

2. Діяти згідно з метою підготовки курсу «Технічне проектування».
3. Виконати спеціальні завдання згідно з програмою спеціалізації з предмету «Технічне проектування».
4. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
5. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
6. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
7. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
8. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
9. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
10. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
11. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.
12. Здійснювати контроль за виконанням спеціальних завдань.

6. Комісія з питань розподілу проєкту (роботи)		Підпис, дата	
Роль	Прізвище, ініціали та посада члена комісії	завданням завдань	завданням завдань
Роль члена комісії	Пігваній В.О., доцент кафедри АТМ		
Бюджетна частина	Бурлаков Ю.Ю., доцент кафедри АТМ	07.11.22	
Цілісний проект та безпека у екстремальних ситуаціях	Деміська С.В., професор кафедри ББНБ		

7. Дата подання завдання в 16:00 вересня 2022 р

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Питання спеціальних завдань кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Прізвище
1	Вивчення ролі та предмету дослідження	19.09-02.10.2022	Пігваній
2	Аналіз вихідних даних, постановка задачі	19.09-02.10.2022	Пігваній
3	Обструкційне вивчення дослідження	19.09-02.10.2022	Пігваній
4	Роль вихідних досліджень задачі	03.10-20.11.2022	Пігваній
5	Формування висновків по роботі, науковий позитив, практичне значення результатів	21.11-04.12.2022	Пігваній
6	Виконання розв'язку «Захиста праці та безпека у екстремальних ситуаціях»	07.11-27.11.2022	Пігваній
7	Виконання розв'язку «Безпечна частина»	07.11-27.11.2022	Пігваній
8	Шляхи оприлюднення МКР	05.12-07.12.2022	Пігваній
9	Навчальний захист МКР	08.12-09.12.2022	Пігваній
10	Результати МКР	12.12-16.12.2022	Пігваній
11	Захист МКР	20.12-28.12.2022	Пігваній

Студент

Недільячок Б.М.

Керівник роботи

Огневий В.О.

## АНОТАЦІЯ

УДК 621.431.(076)

Магістерська кваліфікаційна робота складається із вступу, 5 розділів і загальних висновків. Загальний обсяг роботи 135 стор., 29 літературних джерела.

Предметом дослідження є закономірності, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності.

Робота складається з п'яти частин :

1. Аналіз ефективності контролю технічного стану амортизаторів транспортних засобів в умовах експлуатації.
2. Теоретичні передумови дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів на основі показників стійкості ТЗ.
3. Експериментальні дослідження з підвищення ефективності контролю технічного стану амортизаторів автотransпортних засобів.
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.
5. Визначення ефективності контролю технічного стану амортизаторів автотransпортних засобів.

Метою роботи є підвищення активної безпеки ТЗ в умовах експлуатації на основі дорожнього методу контролю амортизаторів, що враховує закономірності, які характеризують вплив їхнього технічного стану на показники стійкості руху транспортних засобів.

Ключові слова: амортизатори, контроль технічного стану, автомобіль, умови експлуатації.

## SUMMARY

UDC 621.431.(076)

The master's thesis consists of an introduction, 5 chapters and general conclusions. The total volume of the work is 135 pages, 29 literary sources.

The subject of the study is the regularities that characterize the influence of the technical condition of the shock absorbers on the indicators of the stability of the vehicle movement, in the process of the lateral force acting on them and the movement of the wheels of a single unevenness.

The work consists of five parts:

1. Analysis of the effectiveness of monitoring the technical condition of vehicle shock absorbers in operating conditions.
2. Theoretical prerequisites of the road method of monitoring the technical condition of shock absorbers based on indicators of vehicle stability.
3. Experimental studies on increasing the efficiency of monitoring the technical condition of motor vehicle shock absorbers.
4. Occupational health and safety in emergency situations.
5. Determining the effectiveness of monitoring the technical condition of motor vehicle shock absorbers.

The purpose of the work is to increase the active safety of vehicles in operating conditions based on the road method of shock absorber control, which takes into account the laws that characterize the influence of their technical condition on the stability indicators of vehicles.

Keywords: shock absorbers, technical condition control, car, operating conditions.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	7
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ .....	11
1.1 Аналіз методів та засобів контролю технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації.....	11
1.2 Контроль стійкості ТЗ за умов експлуатації.....	21
1.3 Передумови методу дорожнього контролю технічного стану амортизаторів ТЗ за умов експлуатації.....	24
1.4 Аналіз діяльності підприємства.....	33
1.5 Висновки до розділу 1 .....	45
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОРОЖНЬОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТЗ.....	46
2.1 Структурна схема системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність».....	46
2.2 Математичний опис характеристик підвіски ТЗ.....	53
2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Підресорена маса – Амортизатори - Непідресорена маса - Шини - Одинична нерівність ».....	57
2.4 Теоретичні засади дорожнього методу контролю працездатності амортизаторів.....	60
2.5 Висновки до розділу 2.....	68
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	70
3.1 Методика експериментального дослідження робочих характеристик амортизаторів при зміні їх технічного стану експериментальних досліджень.....	70
3.2 Методика планування експериментальних досліджень.....	88

	6
3.3 Методика оцінки адекватності математичної моделі.....	91
3.4 Висновки до розділу 3.....	93
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	96
4.1 Технічні рішення щодо безпеки на робочому місці.....	96
4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	97
4.3 Пожежна безпека.....	101
4.4 Висновки до розділу 4 .....	102
РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ .....	103
5.1 Результати дослідження робочих характеристик амортизаторів при зміні їх технічного стану.....	103
5.2 Результати визначення пружної характеристики підвіски.....	107
5.3 Оптимізація режимів тестового впливу та параметрів контролю технічного стану амортизаторів.....	110
5.4 Вплив технічного стану амортизаторів на параметри, які характеризують стійкість ТЗ.....	114
5.5 Дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів умовах експлуатації.....	117
5.6 Економічна ефективність результатів дослідження.....	120
5.7 Висновки до розділу 5.....	122
ВИСНОВКИ .....	124
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	126
ДОДАТКИ.....	
Додаток А.....	
Додаток Б.....	

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Автомобільний транспорт (АТ) є наймасовішим, і водночас, найнебезпечнішим видом транспорту. З розвитком конструкції транспортних засобів (ТЗ) покращуються їх динамічні характеристики, зростають прискорення та швидкість. Як наслідок, все більше ДТП супроводжується втратою ТЗ стійкості з неконтрольованою зміною траєкторії руху, занесенням, а іноді і перекиданням.

Втрата курсової стійкості та відхилення ТЗ від заданого напрямку руху є однією з найпоширеніших причин ДТП. Вона настає внаслідок недостатності сил зчеплення в контактi шин ТЗ із дорогою, коли зовнішні сили перевищують сили зчеплення. Сили зчеплення шин із дорогою залежать від виду та стану дорожнього покриття, а також стабільності їхнього контакту з дорогою, який забезпечують амортизатори. В умовах експлуатації технічний стан амортизаторів знижується, що неминуче веде до порушення стабільності контакту шин з дорогою, зниження сил зчеплення та втрати курсової стійкості ТЗ.

Амортизатори є важливою ланкою у забезпеченні активної безпеки ТЗ та потребують регулярного контролю. Існуючі методи контролю технічного стану амортизаторів не враховують впливу їхньої працездатності на показники курсової стійкості ТЗ. Прагнення створити ефективні методи контролю технічного стану амортизаторів, суперечить недоліку знань про закономірності впливу їх працездатності на показники курсової стійкості ТЗ.

У зв'язку з цим завдання підвищення активної безпеки ТЗ, на основі дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів, що враховує закономірності впливу їх працездатності на показники курсової стійкості ТЗ, є актуальною. Її рішення дозволить значно підвищити стійкість керованого руху та активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Робота виконувалась у відповідності з напрямками наукових досліджень кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.



**Метою роботи** є підвищення активної безпеки ТЗ в умовах експлуатації на основі дорожнього методу контролю амортизаторів, що враховує закономірності, які характеризують вплив їхнього технічного стану на показники стійкості руху транспортних засобів.

**Для досягнення зазначеної мети в роботі були поставлені наступні завдання:**

1. Розробити математичну модель системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маси – Шини – Одинична нерівність», яка дозволяє виявляти вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності;

2. Виявити функціональні залежності, які характеризують вплив змін технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності;

3. Науково обґрунтувати шляховий метод контролю технічного стану амортизаторів на основі показників стійкості руху ТЗ;

4. Виконати виробничу перевірку результатів наукового дослідження.

5. Розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

*Об'єктом дослідження* є процес руху ТЗ з постійною швидкістю по колу з переїздом колесами одиничної нерівності при варіюванні технічного стану амортизаторів.

*Предметом дослідження* є закономірності, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності.

**Методи дослідження.** Під час проведення аналітичних досліджень використовували чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь, методи математичного моделювання та математичного аналізу.

При плануванні експерименту та оцінці адекватності математичної моделі використовували статистичні методи.

### **Наукова новизна:**

- отримав подальший розвиток дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів який дозволить значно підвищити активну безпеку ТЗ в режимі руху з постійною швидкістю круговою траєкторією заданого радіусу з переїздом коліс через одиничну нерівність та вимірюванням параметрів, які характеризують зміну траєкторії руху транспортного засобу;

- в роботі визначені параметри стійкості руху ТЗ з постійною швидкістю по круговій траєкторії заданого радіусу з переїздом коліс через одиничну нерівність -  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , які характеризують відхилення поздовжньої осі транспортного засобу від напрямку руху, а також алгебраїчну суму  $\Delta\gamma$  цих кутів, що характеризує його повертаємість.

### **Достовірність результатів підтверджується:**

- достатнім числом спостережень досліджуваних параметрів;  
- коректністю застосування апробованого математичного апарату теорії ймовірності та математичної статистики, кореляційно-регресійного аналізу.

### **Практична цінність і реалізація роботи.**

Впровадження розробленого методу контролю технічного стану амортизаторів на підприємствах, які здійснюють технічний огляд ТЗ, дозволить підвищити якість контролю, що значно підвищить активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації. Заводам–виробникам діагностичного устаткування результати роботи дають можливість створювати вимірювальні комплекси з урахуванням гіроскопічних приладів контролю стійкості ТЗ. Фірмам-виробникам амортизаторів та шин результати роботи дозволять удосконалити свою продукцію при скороченні трудомісткості її випробувань.

Дослідно-конструкторським організаціям та установам розроблений метод дозволить підвищити ефективність полігонних випробувань стійкості руху ТЗ з амортизаторами та шинами, що мають задані характеристики.

**Апробація результатів роботи.** Проміжні результати досліджень були опубліковані серед матеріалів конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023)», Вінниця, 2023.

**Публікації.** Матеріали магістерської роботи висвітлені у 1 опублікованій науковій праці, з яких 1 – опублікована праця апробаційного характеру [12].



## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

### 1.1 Аналіз методів та засобів контролю технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації

Важко переоцінити вплив амортизаторів на безпеку руху ТЗ, оскільки вони забезпечують контакт шин з дорогою та сприяють ефективній роботі рульового керування та гальмівної системи. Однак при проведенні щорічного технічного огляду, проходження якого має знижувати ймовірність появи на дорозі несправних ТЗ, контроль технічного стану амортизаторів та інших елементів підвіски не виконують.

Результати контролю технічного стану ТЗ у пунктах інструментального контролю оформляють як діагностичні карти. Діагностична карта включає сім розділів, які повинні охоплювати всі системи та властивості ТЗ, що впливають на безпеку його експлуатації.

Аналіз розділів діагностичної карти та їх зміст показує, що в ній відсутні критерії оцінки працездатності підвіски та амортизаторів та не проводиться контроль їх технічного стану.

Цілком обґрунтовано вважати підвіску та амортизатори сучасного ТЗ елементами його активної безпеки, які потребують регулярного контролю, з використанням сучасних методів та засобів технічної діагностики. Технічна діагностика є одним із найбільш досконалих інструментів, за допомогою якого можна достовірно оцінювати працездатність систем, вузлів та агрегатів, які відповідають за безпеку ТЗ в умовах експлуатації.

Великий внесок у розвиток технічної діагностики зробили такі вчені як: Говорущенко Н.Я. [6], Крамаренко Г.В. [10], Харазов А.М. [13] та інші.

Технічна діагностика дозволяє зробити висновок про технічний стан ТЗ. У процесі функціональної діагностики контролюють працездатність ТЗ за

принципом: «придатний» чи «не придатний» до експлуатації, а процесі диференціальної діагностики виробляється визначення несправних елементів ТЗ.

Розвиток сучасних методів та засобів технічної діагностики дозволяє більш якісно вирішувати завдання, спрямовані на підтримку працездатності ТЗ в умовах експлуатації, в тому числі, і з метою забезпечення їхньої активної безпеки.

У рамках цього наукового дослідження особливий інтерес викликають методи та засоби технічної діагностики амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації. Особлива увага приділена методам, які дозволяють прямо чи опосередковано оцінювати технічний стан амортизаторів за їх здатністю забезпечувати стабільність контакту шин з дорогою та величину бічної реакції у плямі контакту. Слід зазначити проблеми, що у процесі визначення працездатності амортизаторів, встановлених на ТЗ. У разі експлуатації під час проведення інструментального контролю на СТО чи виробничих потужностях АТП це зробити складно.

Виявити амортизатори, які мають зовнішні дефекти у вигляді підтікання рідини або пошкодження штока та корпусу, можливі при ретельному зовнішньому огляді з використанням підйомного обладнання. Виявлення несправного амортизатора, у якого робочі характеристики виходять за допустимі межі і є приховані дефекти, є важким завданням.

Вирішити це завдання намагаються на основі використання спеціалізованих вібростендів, які дозволяють оцінювати здатність амортизаторів знижувати амплітуду коливань невідвіснених мас ТЗ (рис.1.1) [15].



Рисунок 1.1 - Вібростенд для контролю технічного стану підвіски та амортизаторів

Розвиток цього напрямку технічної діагностики загалом є дуже перспективним. Серед сучасних методів контролю технічного стану амортизаторів на вібростендах виділимо найбільш поширені: метод EUSAMA, метод BOGE/МАНА і метод Тет. На рисунку 1.2 представлено класифікаційну схему методів контролю технічного стану амортизаторів на вібростендах.



Рисунок 1.2 - Класифікаційна схема методів контролю технічного стану амортизаторів на вібростендах

З погляду конструкції стендів і завдання режиму тестового впливу всі перелічені методи контролю технічного стану амортизаторів на вібростендах не мають істотних відмінностей. У всіх випадках спеціальна платформа вібростенду здійснює вертикальні коливання з певною частотою та амплітудою, а системи вимірювання вібростендів вимірюють параметри, які характеризують технічний стан амортизаторів ТЗ, які діагностуються.

Відмінність методів полягає у діагностичних параметрах, контрольованих системами вимірювання стендів та способі оцінки технічного стану амортизаторів.

Контроль технічного стану амортизаторів методом EUSAMA полягає в безперервному вимірі ваги осі ТЗ, яка діагностується, припадає на майданчики стенда, в умовах їх вібрації (рис.1.3).

Вимірювальна система стенду, що працює за методом EUSAMA, контролює нормальне навантаження  $F_z$ , з яким колесо автомобіля впливає на платформу в процесі її затухаючих коливань починаючи з частоти 25 Гц.



- 1 – датчики виміру ваги; 2 – опорні пружини; 3 – ексцентрик; 4 – датчик частоти коливань; 5 – опорний майданчик; 6 – колесо АТС

Рисунок 1.3 - Функціональна схема модуля, який реалізує метод EUSAMA

За результатами вимірів розраховують коефіцієнт зниження нормального навантаження на колеса, який виражений у відсотках. Він дорівнює відношенню мінімального навантаження  $F_{z\min}$  під час коливань до навантаження  $F_{zCT}$ , які діють на нерухому платформу (у статиці):

$$K_{\text{зниж}F_z} = \frac{F_{z\min}}{F_{zCT}} \cdot 100\% \quad (1.1)$$

Оцінка працездатності амортизаторів за методом EUSAMA проводиться за показником  $K_{\text{зниж}F_z}$  - зниження величини нормального навантаження на колеса ТЗ, який діагностується:

При  $K_{\text{зниж}F_z} \geq 45\%$  - амортизатор забезпечує стабільний контакт шин із дорогою;

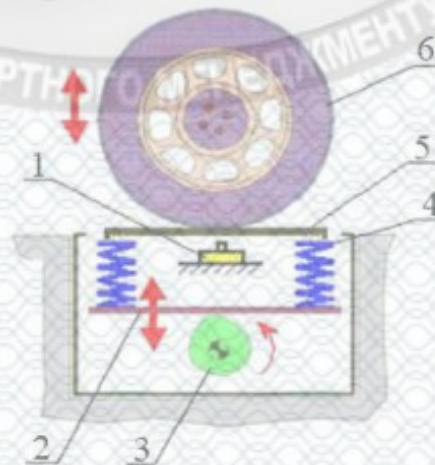
При  $25\% \leq K_{\text{зниж. } Fz} \leq 45\%$  - амортизатор забезпечує слабкий контакт шин із дорогою;

При  $K_{\text{зниж. } Fz} \leq 25\%$  - амортизатор не забезпечує контакту шин з дорогою.

Гранично допустима відносна різницю коефіцієнтів  $K_{\text{зниж. } Fz}$  для коліс однієї осі - трохи більша 15% [15].

Амплітудно-резонансний метод (метод BOGE/МАНА) полягає у вимірі амплітуд вертикального переміщення підпружинених майданчиків стенду з встановленими на них колесами осі ТЗ, яка діагностується (рис.1.4). Майданчики стенду здійснюють вертикальні коливання із частотою 16 Гц. У процесі згасання коливань відбувається збіг частот власних коливань майданчиків стенду і коливань колісних вузлів ТЗ. Це призводить до виникнення резонансу та зростання амплітуди коливань.

Вимірювальна система стенду, що працює за Амплітудно-резонансним методом, вимірює максимальну величину амплітуди коливань майданчиків вібростенду в зоні резонансу.



1 – датчик амплітуди вертикальних переміщень опорного майданчика; 2 – напрямна рама; 3 – ексцентрик; 4 – пружина; 5 – опорний майданчик; 6 - колесо ТЗ

Рисунок 1.4 - Функціональна схема модуля, що реалізує метод BOGEMANA

Оцінка працездатності амортизаторів при їх діагностуванні амплітудно-резонансним методом проводиться за амплітудним показником  $K_{\text{амп.рез}}$



ефективності роботи амортизатора, вираженого у відсотках. Висновок про ефективність роботи амортизаторів виконують з урахуванням порівняння результатів вимірів амплітуди в останній момент резонансу з її нормативними значеннями.

Якщо отримане значення коефіцієнт ефективності амортизатора:

$K_{амп.рез} > 60\%$  він забезпечує стабільний контакт шин із дорогою;

Якщо  $40 < K_{амп.рез} < 60 \%$  – забезпечує слабкий контакт шин із дорогою;

Якщо  $K_{амп.рез} < 40 \%$  – то не забезпечує контакт шин із дорогою.

Гранично допустима відносна різниця коефіцієнтів  $K_{амп.рез}$  для коліс однієї осі становить трохи більше 10 % [15].

Метод Тета полягає у визначенні коефіцієнта демпфування по Леру. Коефіцієнт демпфування по Леру - це безрозмірна величина, яка характеризує властивості коливальної системи поглинати енергію. Теоретично коефіцієнт демпфування знаходиться в межах від нуля до одиниці. Він кількісно визначає якість демпфування, що створюється амортизатором.

Якщо величина коефіцієнта демпфування  $\vartheta = 0,2$  – це відповідає комфортабельній підвісці ТЗ і хорошій плавності ходу.

Якщо величина коефіцієнта демпфування  $\vartheta = 0,35$  - це відповідає високій здатності амортизаторів гасити коливання.

Для визначення коефіцієнта демпфування коло діагностованої осі ТЗ встановлюють на пружні майданчики стенду. Потім збуджують коливання коліс ТЗ із частотою 10 Гц. По мірі згасання коливань майданчиків стенду його вимірювальна система реєструє амплітуди резонансних коливань і за цими даними розраховують величину коефіцієнта демпфування за виразом [16]:

$$\vartheta = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}}, \quad (1.2)$$

де:  $d$  - коефіцієнт загасання;

$c$  – жорсткість пружного елемента стенду [Н/м];

$m$  – маса, яка припадає на майданчик стенду [кг].

Оцінку працездатності амортизаторів при його діагностиці методом Тета проводять наступним чином.

Якщо отримане значення коефіцієнта демпфування амортизатора:

$\vartheta > 0,2$  амортизатор забезпечує стабільний контакт шин із дорогою;

$0,1 < \vartheta < 0,2$  амортизатор забезпечує слабкий контакт шин із дорогою;

$\vartheta < 0,1$  – амортизатор не забезпечує контакту шин з дорогою.

Очевидною перевагою методу, який використовує принцип Тета, полягає в тому, що для визначення ефективності роботи амортизатора немає необхідності враховувати специфічні параметри ТЗ [15].

Режим тестового впливу на амортизатори ТЗ, які діагностуються, дозволяє моделювати реальні умови їх роботи, це сприяє визначенню ступеня працездатності елементів демпфування.

Проте всі розглянуті методи мають низку недоліків.

Для достовірної діагностики амортизаторів за методом EUSAMA необхідно позиціонувати колеса ТЗ по центру майданчиків стенду.

Метод BOGE/МАНА використовує порівняння результатів вимірювань амплітуди коливань колісних вузлів у момент резонансу з її нормативними значеннями, виходячи з величини ваги ТЗ, яка припадає на вісь, що діагностується, які лише приблизно відповідають параметрам діагностованого ТЗ.

На точність розрахунків коефіцієнта демпфування за методом Тета впливають пружна характеристика і сили тертя підвіски.

Загальними недоліками всіх перерахованих методів діагностики підвіски на вібростендах є:

- вони здатні контролювати зниження нормальних реакцій на колесах ТЗ в результаті аномальної роботи підвіски;

- колеса ТЗ у момент діагностики не обертаються (нерухомі).

Спроба, певною мірою, вирішити цю проблемну ситуацію і здійснити контроль працездатності гідравлічних амортизаторів з погляду їхньої здатності забезпечувати надійний контакт шин з опорною поверхнею в плямі контакту

шин з дорогою, була зроблена в роботі. Запропонований автором метод діагностування технічного стану підвіски на вібростендах має суттєві відмінності, як у режимі тестового впливу на підвіску ТЗ, яка діагностується, так і у вимірі контрольованих параметрів.

Конструкція вібростенду (рис.1.5) забезпечує тестовий вплив на колеса діагностованого автомобіля у вигляді коливань нормального навантаження  $F_z$ , а також бічних переміщень платформ стенда.



Рисунок 1.5 - Загальний вид діагностування технічного стану підвіски ТЗ на вдосконаленому вібростенді.

Завдяки цьому діагностика демпфуючих властивостей підвіски проводиться за показником зниження величини нормального навантаження на колеса ТЗ  $K_{зниж.Fz}$ , який діагностується, і за мінімальним коефіцієнтом бічного зчеплення  $\varphi_{Ymin}$ , який характеризує вплив її технічного стану на характеристики бічного зчеплення шин. Автором зазначено, що відомий раніше за методом EUSAMA критерій оцінки властивостей демпфуючої підвіски  $K_{зниж.Fz}$  не дозволяє кількісно і якісно оцінювати зчеплення шин з опорною поверхнею в бічному напрямку.

Для вирішення поставленої задачі автором запропоновано мінімальний коефіцієнт бокового зчеплення  $\varphi_{Ymin}$ , який дозволяє кількісно оцінювати зчеплення шин з опорною поверхнею в бічному напрямку.

Однак запропонований метод діагностики підвіски на вібростенді має низку недоліків. По-перше, тестовий режим дії (вібрація майданчиків стенду)

здійснюється без обертання коліс ТЗ. По-друге, виявлені автором залежності  $\varphi_{Ymin}$  від технічного стану підвіски не дозволяють оцінювати ступінь працездатності гідравлічного амортизатора індивідуально від інших елементів підвіски.

Інтерес представляє встановлена автором залежність коефіцієнта зниження нормального навантаження  $K_{Fz}$  параметрів технічного стану підвіски. Але цей параметр придатний тільки для оцінки плавності ходу, яку забезпечує підвіска діагностованого ТЗ.

Цікавий метод контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею. Автори ставлять завдання виявити функціональні залежності між параметрами технічного стану амортизаторів і параметрами, які характеризують зчеплення шини, яка рухається з кутом відведення, з опорною поверхнею при переїзді колеса через одиничну нерівність.

Режим тестового впливу запропонованого методу включає кочення колеса з відведенням по поверхні бігового барабана, який обертається із заданою швидкістю і процесу переїзду еластичної шини через нерівність напівкруглого профілю. У процесі діагностики амортизатора вимірювальна система стенду Шинний тестер (рис.1.6) дозволяє контролювати нормальну реакцію  $R_{ZD}$ , яка діє від невіднесеної маси на віднесеної і бічну реакцію  $R_{YD}$ , яка діє від колеса на віднесеної масу [10].

Функціональну характеристику амортизаторів у вигляді залежності  $F_D=f(V_A)$  сили опору амортизатора від швидкості поршня в рамках даного методу визначають на виготовленому для цього динамічному стенді контролю робочих характеристик елементів демпфування підвіски.

Результати проведеного дослідження дозволили авторам зробити висновки про те, що величина бічної реакції  $R_Y$  між еластичною шиною і поверхнею бігового барабана в процесі руху колеса з відведенням і переїзд через одиничну нерівність залежить:

- від технічного стану амортизатора;
- від амплітуди та тривалості коливання невіднесеної маси;

- від зчіпних властивостей шини;
- від коливання шини у плямі контакту.



Рисунок 1.6 - Загальний вигляд стенду, контролю технічного стану амортизаторів ТЗ, з урахуванням здатності шин створювати бічні реакції [10].

До недоліків запропонованого методу слід віднести: значний вплив на процес формування бічної реакції у плямі контакту, характеристик шини; щодо динамічного процесу коливань була врахована сила тертя підвіски; процес діагностики вимагає тимчасових та фінансових витрат на демонтаж та монтаж амортизаторів, які діагностуються в умовах експлуатації.

У процесі проведеного дослідження автори отримали функціональну залежність між параметром технічного стану амортизаторів  $\chi$  та коефіцієнтом зниження фрикційних властивостей шини  $\lambda_L$  з опорною поверхнею. Однак прогнозувати вплив технічного стану амортизатора на параметр стійкості керованого руху ТЗ, який характеризує зміну його траєкторії при дії бічної сили та переїзді коліс через одиничну нерівність неможливо.

За підсумками аналізу стендових методів діагностики амортизаторів можна зробити такі висновки:

- стенди для діагностики амортизаторів, які працюють за принципами Тета, EUSAMA, BOGE/МАНА не дозволяють оцінювати технічний стан амортизаторів за показником впливу на процес формування бічної реакції в плямі контакту еластичної шини з майданчиками стенду, а результатом діагностики є параметри, які дозволяють оцінювати плавність ходу та зниження навантаження на колеса ТЗ;

- методи стендової діагностики технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації та обладнання, яке їх реалізує дозволяють оцінювати вплив технічного стану амортизатора на стабільність плями контакту еластичної шини з опорною поверхнею та процес формування бокових реакцій. При цьому вони не дозволяють прогнозувати показники стійкості керованого руху, ТЗ, який діагностується при варіюванні технічного стану амортизаторів.

Встановлено, що існуючі методи та засоби діагностики технічного стану амортизаторів не дозволяють кількісно оцінювати вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості в умовах експлуатації.

## 1.2 Контроль стійкості ТЗ за умов експлуатації

Для діагностики технічного стану підвіски та її елементів доцільно розглянути результати досліджень, вкладених у підвищення показників стійкості ТЗ.

З цієї точки зору уваги заслуговують дослідження, присвячені вивченню стійкості ТЗ, у процесі їх руху при одночасному впливі на підресорену та непідресорені маси ТЗ збурюючих дій. Збурюючі дії на колеса ТЗ викликають відносні коливання його підресореної та непідресореної мас. Перетворення енергії коливань підресореної та непідресореної маси ТЗ в теплову енергію, повинні виконувати гідравлічні амортизатори.

Велике значення у вирішенні проблеми забезпечення активної безпеки ТЗ займають дослідження стійкості їхнього керованого руху. У значній частині наукових досліджень виявлено закономірності впливу окремих конструктивних параметрів підвіски та ходової частини на стійкість ТЗ. У роботі Ахмедова А. А.

[4] було поставлено завдання провести оптимізацію функціональних характеристик та конструкції ТЗ категорії М1 відповідно до обраних критеріїв стійкості та керованості під час руху дорогою, яка має нерівності. У результаті було встановлено, що при цьому погіршується амплітудно – частотна характеристика ТЗ, оцінена автором за величиною кутової швидкості та бічним прискоренням на повороті. Враховуючи обурення при наїзді на нерівності, було запропоновано провести оптимізацію конструкції ТЗ для поліпшення його керованості та стійкості.

У роботі наведено рекомендації з метою покращення характеристик керованості та стійкості дослідного зразка ТЗ – збільшити його показники демпфування передньої підвіски на 8,5% та у задній підвісці – на 12,5%.

В роботі Слепенко Є.А. [12] проводилося експериментальне дослідження коливань кузова та коліс ТЗ, які виникають при його рівномірному русі та екстремому гальмуванні при переїзді одиначної детермінованої нерівності, яке супроводжувалося відривом коліс від дороги. У процесі проведення дослідження автор виявив суттєві відмінності при перебігу процесу коливань кузова та підвіски ТЗ за відсутності відриву коліс від поверхні дороги та за його наявності.

В результаті дослідження встановлено, що висоти нерівностей дороги суттєво впливають на довжину пройденого ТЗ шляху, що супроводжується нестабільним контактом коліс із дорогою. При підвищенні рівня демпфування підвіски та шин ТЗ значно покращується контакт коліс із дорогою.

На відрив коліс ТЗ від поверхні дороги значно впливає пружний опір шин. При його збільшенні на 100% шлях, пройдений ТЗ за наявності відриву коліс від опорної поверхні зменшується на 30%. У той самий час збільшення непружного опору підвіски на 100%, шлях, пройдений ТЗ за наявності відриву коліс зменшується 17%.

У роботі [10] автор проводить результати дослідження курсової стійкості ТЗ при переїзді колесами одиначної нерівності трикутного профілю. При цьому поодинокі нерівності була розташована під колесами одного борту ТЗ. Контрольованими параметрами досліджуваного процесу були відхилення ТЗ від заданого прямолінійного руху та курсовий кут. При проведенні дослідження

здійснювався контроль за довжиною ділянки руху, на якій проходила стабілізація траєкторії руху ТЗ.

Вимірювалося максимальне відхилення ТЗ від розміченого коридору руху обмеженого контрольними точками та контролювався кут повороту рульового колеса. У ході дослідження встановлено, що аналіз стійкості ТЗ з урахуванням впливу нерівностей дороги значно розширює уявлення про вплив на цей процес характеристик пружного та демпфуючого елементів підвіски ТЗ.

З погляду впливу стійкості ТЗ функціональної характеристики його амортизаторів інтерес представляє робота Н.Г. Васильєва [3]. Встановлено, що високочастотні коливань невідвісоленої маси збільшують амплітуду коливань нормального навантаження на колесах до того, що можуть викликати порушення їх контакту з дорогою, який супроводжується різким зміщенням центру мас ТЗ від заданої траєкторії руху. Виявлено ефект недостатньої повертаємості при зміщенні коліс передньої осі та надмірної повертаємості при зміщенні коліс задньої осі. Зниження рівня демпфування у підвісці супроводжується курсовими коливаннями ТЗ.

При зниженні рівня демпфування амортизаторів на 50% від вихідного ТЗ погано керується, зростають амплітуди коливань його кутової швидкості та прискорення щодо вертикальної осі.

Аналіз наукових досліджень, спрямованих на оцінку впливу стабільності контакту коліс із дорогою на стійкість ТЗ показує недостатність опрацювання цього питання. Мало вивчено вплив технічного стану амортизаторів стану ТЗ на стабільність плями контакту шин і їх бічного зчеплення з опорною поверхнею.

У багатьох роботах з цієї проблематики можна зустріти твердження про те, що відрив коліс від дороги при дії збурюючих сил істотно впливає на безпеку експлуатації ТЗ, за рахунок різкого погіршення стійкості керованого руху. Однак у дослідженнях на тему стійкості не приділяється належної уваги впливу технічного стану амортизаторів на параметри, які характеризують траєкторію руху ТЗ в умовах дії бічної сили та коливання невідвісолених мас.



Прагнення створити ефективні дорожні методи контролю технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації, вступає в суперечність із нестачею знань про закономірності впливу їхньої працездатності на показники курсової стійкості ТЗ.

У зв'язку з цим завдання підвищення активної безпеки ТЗ, на основі дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів, який враховує закономірності впливу їх працездатності на показники курсової стійкості ТЗ, є актуальною. Її рішення дозволить значно підвищити стійкість керованого руху та активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації.

### 1.3 Передумови методу дорожнього контролю технічного стану амортизаторів ТЗ за умов експлуатації

Огляд літературних джерел показує, що метод дорожнього контролю технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації може бути створений на науково обґрунтованих положеннях і закономірностях. Ці закономірності повинні характеризувати вплив технічного стану амортизаторів на стабільність контакту шин та показники стійкості ТЗ в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження на колесах та постійної дії бічної сили заданої величини.

Останнє є тестовим впливом, що дозволяє проаналізувати стабільність контакту шин із опорною поверхнею дороги, і навіть показники стійкості ТЗ за умов експлуатації. Все вищевикладене значною мірою визначають коректність та достовірність отриманих результатів експериментального дослідження технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації.

#### 1.3.1 Передумови вибору режиму тестової дії

Відповідно до вищевикладеного, тестовий режим методу дорожнього контролю технічного стану амортизаторів, який розробляється, в умовах експлуатації повинен складатися з трьох тестових впливів:

1) Рух ТЗ в геометрично обмеженому з двох сторін (ліворуч і праворуч) коридорі із заданою швидкістю;

2) Безперервної дії на ТЗ бічної сили заданої величини;

3) Збурення на колесах у вигляді коливань нормального навантаження.

Розглянемо кожну тестову дію на ТЗ індивідуально.

Безперервна дія бічної сили викликатиме відхилення ТЗ від заданої траєкторії руху у бік дії цієї сили. При цьому ТЗ зможе утримуватись у коридорі руху тільки під дією бічних реакцій, які виникають у плямах контакту шин із опорною поверхнею дороги.

Для контролю за впливом технічного стану амортизаторів на показники стійкості ТЗ бічна сила може бути задана декількома способами:

а) аеродинамічною силою, яка діє перпендикулярно до поздовжньої площини ТЗ, і паралельно поверхні дороги.

Аеродинамічна сила істотно впливає на траєкторію руху ТЗ. У разі на величину цієї сили сильно впливає взаємне розташування центру тяжіння ТЗ та її метеоцентру. При розташуванні метеоцентру попереду центру ваги, ТЗ, під дією аеродинамічної сили повертатиме у напрямку дії сили. Якщо ззаду – то протилежну. При цьому величина бічної сили та її стабільність сильно залежатиме від площі бічної поверхні ТЗ та її форми.

Таким чином, завдання тестового впливу у вигляді бічної аеродинамічної сили цілком можливе, але, по-перше, воно вимагатиме використання дорогого обладнання, по-друге, величина сили не буде стабільною і незмінною протягом випробувань, по-третє, вона сильно залежатиме від площі бічної поверхні ТЗ та її форми.

б) Рухом ТЗ дорогою, має поперечний ухил.

Завдання бічної сили за допомогою прямолінійного руху ТЗ дорогою, що має поперечний ухил можливе [23]. У цьому випадку постійну бічну силу на ТЗ створюватиме складова сили тяжіння.

Стійкий рух зберігається за умови:

$$G_y = \sum R_{yij}, \quad (1.3)$$

де:  $G_y$  – поперечна складова сили тяжіння [Н];

$\Sigma R_{yij}$  - сумарна бічна реакція на колесах [Н].

У роботі [8] представлені стендовий та дорожній методи контролю кута поперечної (або бічної) стійкості ТЗ. Дорожній метод передбачає рух автомобіля по косогорю з твердим рівним ґрунтом і з нахилом ухилу, що поступово збільшується. На думку автора, ці методи доцільно використовувати при сертифікації нових автомобілів.

Для забезпечення стійкості прямолінійного руху ТЗ зі швидкістю  $V$  по дорозі з поперечним кутом ухилу  $\beta$  діюча бічна складова сили тяжіння розраховується за формулою:

$$F_y = G_a \cdot \sin \beta, \quad (1.4)$$

Стійкість ТЗ забезпечуватиметься сумарною бічною реакцією  $\Sigma R_y$  у плямах контакту шин із дорогою.

При цьому умову збереження стійкості руху ТЗ на ухилі можна переписати у загальному вигляді:

$$G_a \cdot \sin \beta \leq \sqrt{(G_a \cdot \cos \beta)^2 \cdot \varphi^2 - R_x^2}, \quad (1.5)$$

При тестовому контролі впливу технічного стану підвіски на стійкість руху автомобіля найбільш важливим є граничне значення бічної сили (без навантаження коліс поздовжніми силами), при якому зберігається стійкість руху ТЗ. Для цього прирівняємо  $R_x = 0$  і умова (1,9) запишеться у вигляді:

$$G_a \cdot \sin \beta \leq \sqrt{(G_a \cdot \cos \beta)^2 \cdot \varphi^2 - R_x^2}, \quad (1.6)$$

Отриманий вираз дає уявлення про один із тестових режимів методу контролю технічного стану підвіски, який розробляється, з позиції впливу на стійкість автомобіля.

Контроль технічного стану амортизаторів з позиції впливу їх технічного стану на стійкість ТЗ можна проводити на рівній ділянці, що має поперечний ухил з кутом  $\beta$  і покриттям, що забезпечує заданий коефіцієнт зчеплення  $\varphi$ , при русі із заданою швидкістю  $V$ .

При цьому виді тестового впливу велике значення на показники стійкості ТЗ будуть мати координати його центру мас. Також великі труднощі викликає створення тестового майданчика, який має заданий поперечний ухил, по всій траєкторії руху.

Тестовий вплив у вигляді відцентрової сили, яка діє на ТЗ при його русі з постійною швидкістю по колу представляється максимально ефективним та простим у виконанні для дорожніх умов. Тестовий вплив у вигляді його руху по колу заданого радіусу із заданою швидкістю є універсальним і не обмежений у своєму застосуванні для ТЗ категорії М1 (рис.1.7).

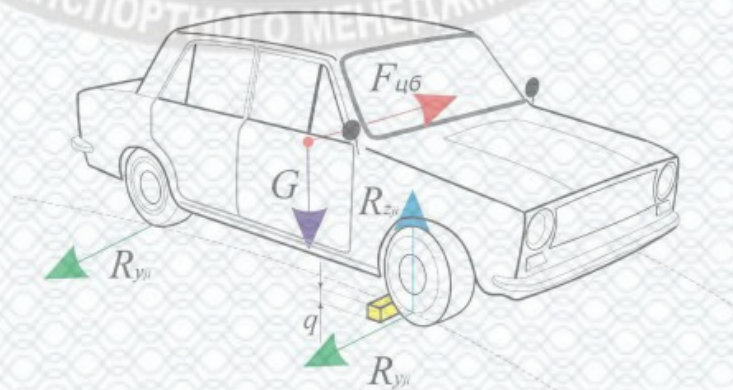


Рисунок 1.7 - Схема сил та моментів, які діють на ТЗ при переїзді колесами одиначної нерівності та дії бічної сили.

В обґрунтування даного тестового впливу наведемо математичні розрахунки, згідно з якими режим тестового впливу у вигляді руху по колу може бути використаний для контролю показників стійкості ТЗ усіх категорій, незалежно від їхньої маси.

Дія бічної сили  $F_y$  (в даному випадку це відцентрова сила) врівноважується бічними реакціями, які діють у контакті шин з дорогою  $\sum R_y$ . Стійкий рух колеса буде зберігатися доти, доки виконується умова:

$$\sum R_{y_{ij}} \leq \sqrt{R_z \cdot \varphi^2 - \sum R_{x_{ij}}^2}, \quad (1.7)$$

Даний вираз є основною умовою збереження ТЗ стійкості руху. Аналіз цього виразу дозволяє зробити висновок про те, що стійкий рух автомобіля залежить від:

1. Ваги, яка припадає на колеса ТЗ;
2. Коефіцієнта зчеплення шин ТЗ із дорогою  $\varphi$ ;
3. Поздовжньої реакції  $R_x$  (гальмівні сили або сила тяги збільшується ризик порушення стійкості).

Враховуючи, що сума бічних реакцій дорівнює бічній силі, яка діє на ТЗ:

$$F_y \leq \sqrt{R_z \cdot \varphi^2 - \sum R_{x_{ij}}^2}, \quad (1.8)$$

Нагадаємо, що бічна сила створюється при русі ТЗ з постійною швидкістю по колу радіусом  $r$  і є відцентровою силою  $F_{\text{вд}}$ , яка розраховується за формулою:

$$F_{\text{вд}} = \frac{m \cdot V^2}{r}, \quad (1.9)$$

тому даний вираз запишеться як:

$$\frac{m \cdot V^2}{r} \leq \sqrt{\sum R_z \cdot \varphi^2 - \sum R_{x_{ij}}^2}, \quad (1.10)$$

З врахуванням того, що

$$\sum R_z = m \cdot g, \quad (1.11)$$

а сумарною поздовжньою реакцією  $\sum R_x$  можна знехтувати, так як вона дорівнює силі опору коченню діючою на ТЗ у веденому режимі і набагато менша сумарної нормальної реакції:

$$\frac{m \cdot V^2}{r} \leq \sqrt{(m \cdot g)^2 \cdot \varphi^2}, \quad (1.12)$$

Після перетворення виразу отримаємо вираз для граничної швидкості руху ТЗ по колу радіусом  $r$  з коефіцієнтом зчеплення шин з опорною поверхнею дороги  $\varphi$ :

$$V \leq \sqrt{g \cdot \varphi \cdot r}, \quad (1.13)$$

Дані нерівності показують, що стійкість ТЗ, у процесі його руху по колу заданого радіуса і із заданою швидкістю залежить від радіуса кола, швидкісного режиму та від зчепних властивостей шини з опорною поверхнею. Таким чином, для проведення контролю технічного стану амортизаторів ТЗ усіх категорій необхідно оптимізувати параметри швидкості руху, радіуса кола яким проходить коридор руху і коефіцієнт зчеплення шин з дорогою.

Другим тестовим впливом на ТЗ, у процесі контролю технічного стану амортизаторів є вплив на колеса збурюючого коливання нормального навантаження.

Збурююча дія на колеса ТЗ у вигляді коливань нормального навантаження може бути задана одиничним переїздом його коліс через нерівність заданих геометричних розмірів (одиничну нерівність). Воно порушить коливання безпосередніх мас ТЗ (з колісними вузлами), і викличе короткочасне порушення стабільності зчеплення шин із дорогою.

Для порушення загасаючих коливань невідвіснених мас доцільно використовувати одиничну нерівність квадратного перерізу, яку необхідно розмістити перпендикулярно напрямку руху ТЗ в середині траєкторії руху по колу. Переїзд колесами передньої та задньої осей ТЗ викличе коливання коліс та порушить контакти шин із дорогою. Амплітуда коливань коліс визначатиметься ефективністю роботи амортизаторів, яка залежить від їхнього технічного стану.

Контроль стійкості АТЗ при переїзді колесами одиничної нерівності рекомендується проводити в роботах [10].

В роботі [10] виконано дослідження курсового руху автомобіля, зокрема, при переїзді одиничної нерівності. Встановлено, що дія дорожніх нерівностей значно впливає на лінійне усунення центру мас ТЗ у поперечному напрямку. Автор запропонував включити переїзд через одиничну нерівність до переліку випробувань ТЗ на стійкість та керованість.

У роботі [13] групою авторів розглянуто питання оцінки умов виникнення небезпечної дорожньо-транспортної ситуації через зниження безпеки руху ТЗ за нерівними дорожніми покриттями. Запропоновано ввести у методику визначення коефіцієнта аварійності приватний коефіцієнт аварійності, що враховує рівність дорожніх покриттів.

Амплітуда загасаючих коливань нормального навантаження  $R_z$  на колесах ТЗ, яка виникає у процесі переїзду коліс через детерміновану одиничну нерівність, в процесі контролю може змінюватися тільки внаслідок зміни технічного стану амортизаторів, так як швидкість і радіус траєкторії руху завжди залишаються незмінними.

При виборі тестового збурюючого впливу, на підвіску ТЗ у вигляді переїзду одиничної нерівності було враховано, що її геометричні розміри будуть відносно невеликими. Вони повинні забезпечувати чутливість та стабільність діагностичних параметрів, які характеризують стійкість ТЗ.

Слід зазначити, що перераховані вище параметри тестового впливу: швидкість руху ТЗ, радіус кругової траєкторії руху, геометричні розміри

одиночної нерівності вимагають наукового обґрунтування, яке наведено в другому розділі роботи.

### 1.3.2 Передумови вибору діагностичних параметрів

Стійкість характеризує можливість ТЗ зберігати задану водієм траєкторію руху незалежно від впливу зовнішніх факторів. Чим вища стійкість ТЗ, тим більшою мірою фактична траєкторія його руху збігається з траєкторією, яку задає водій.

Показники, які визначають курсову стійкість, тобто здатність ТЗ зберігати заданий водієм напрямок руху і траєкторну стійкість тобто здатність ТЗ протистояти перекиданню, яка характеризується бічними зміщеннями під час руху. Ці показники визначаються для кожного ТЗ під час сертифікаційних та інших випробувань [8]. В цьому випадку для оцінки стійкості ТЗ використовують такі параметри:

- граничний (критичний) кут поздовжнього крену з перекидання;
- граничний (критичний) кут поздовжнього крену по ковзанню;
- граничний (критичний) кут бокового крену з перекидання;
- граничний (критичний) кут бокового крену по ковзанню;
- гранична (критична) швидкість криволінійного руху з перекидання;
- гранична (критична) швидкість криволінійного руху по боковому ковзанню;
- кути дрейфу автомобіля;
- критична швидкість стійкого прямолінійного руху.

В роботі А.М. Петренко стійкість ТЗ ставиться у пряму залежність від характеристик підвіски, які впливають на зміну бокового відведення, перерозподілу навантажень на колеса, причому величина і характер цього впливу можуть змінюватись від конструкції підвіски. Змінюючи параметри підвіски можна змінювати величину та характер бокового відведення, підвищувати стійкість ТЗ. Вплив пружної та демпфуючої характеристик підвіски



позначається, перш за все, на амплітуді взаємних коливань підресореної та непідресореної маси та на крен кузова в поперечному напрямку, який викликає перерозподіл нормальних реакцій на колесах ТЗ.

Це призводить до зниження стійкості проти бокового відведення. Чим більший момент, який виникає від дії відцентрової сили, тим більша ймовірність, на думку автора, отримати надмірну або не достатню повертаємість.

При сертифікації ТЗ з метою оцінки стійкості ТЗ проводять випробування виду: «поворот», «перестановка», «ривок керма» і визначають кут дрейфу. Оцінку стійкості ТЗ проводять за такими параметрами:

- максимальна швидкість руху, при якій ТЗ не виходить за межі коридору руху та відсутній відрив коліс однієї зі сторін ТЗ від поверхні дороги;
- закидання кутової швидкості ТЗ  $\Delta\psi = f(a_y)$ ;
- перевищення кутової швидкості ТЗ над її значенням, який виникає при переході ТЗ від прямолінійного руху до руху по колу;
- кут дрейфу  $\beta$ - кут між вектором швидкості руху проекції кінематичного центру повороту на поздовжню вісь і поздовжньою віссю.

У процесі експлуатації відбувається погіршення технічного стану амортизаторів та деталей підвіски, втрачається її здатність гасити коливання та забезпечувати постійний контакт шин із дорогою. Сертифікаційні випробування з метою виявлення впливів умов експлуатації на зміну технічного стану підвіски також проводяться. Так само не існує системи для оцінки стійкості, яка була прийнята всіма за основу.

Тому при розробці методик оцінки стійкості крім зазначених показників стійкості можуть бути використані інші параметри, запропоновані та науково обґрунтовані авторами методик.

Аналіз публікацій дозволив встановити, що вимірювальним параметром, який характеризує стійкість керованого руху ТЗ по круговій траєкторії, доцільно використовувати кут  $\gamma$  повороту автотранспортного засобу, навколо його вертикальної осі. Залежність цього кута від часу  $\gamma=f(t)$  зручна тим, що дає можливість виявляти відхилення ТЗ від заданої траєкторії в коридорі руху.

Оцінку амплітуди коливань підвіски та стабільності плям контакту еластичних шин з поверхнею дороги пропонується проводити за величиною переміщень  $\Delta z_{ij}$  невіднесених мас ТЗ щодо віднесених. Вимірні поточні значення переміщень  $\Delta z_{ij}$  невіднесених мас ТЗ щодо віднесених, дуже інформативно характеризують процеси їх коливань і легко розраховуються в кожний момент часу. Вони дають досить повне уявлення про вплив технічного стану амортизаторів на коливання мас ТЗ.

Здатність ТЗ зберігати стійкий рух у процесі коливання невіднесених мас, викликаних переїздом одиначної нерівності та дії бічної сили, при русі по колу, можна оцінювати за допомогою показників, що характеризують відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху, внаслідок погіршення технічного стану амортизаторів.

Відхилення осі ТЗ від заданого напрямку руху може бути визначено за допомогою вимірювання кутів  $\gamma_1[o]$  і  $\gamma_2[o]$ , утворених поздовжньою віссю ТЗ, до моменту переїзду нерівності, і напрямком поздовжньої осі, після переїзду через нерівність, коліс передньої та задньої осі, а також їх алгебраїчної суми  $\Delta\gamma[o]$ .

Аналіз наукових досліджень підтверджує висновок у тому, що режим тестового впливу на підвіску у вигляді руху по колу з переїздом одиначної нерівності не використовувався контроль технічного стану елементів демпфування і підвіски ТЗ. А кути відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку при переїзді нерівності коліс передньої  $\gamma_1$  і задньої  $\gamma_2$  осі, а також їх суми  $\Delta\gamma$  не використовувалися як діагностичні показники методу дорожнього контролю технічного стану амортизаторів.

Очевидно, що з оптимізації параметрів тестових впливів на ТЗ і виявлення залежностей, які б враховували вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості ТЗ, необхідний математичний інструментарій. Тому на наступному етапі був виконаний огляд математичних моделей, які описують просторовий рух віднесеної та невіднесеної маси автомобіля, а також взаємодію його еластичних шин з опорною поверхнею при дії збурювальних сил.

#### 1.4 Аналіз діяльності підприємства

Вінницький «Таксопарк плюс» здійснює пасажирські, маршрутні та вантажні перевезення по місту Вінниця та Україні, знаходиться у місті Вінниця по вулиці Івана Богуна, 27А. Також обслуговує різноманітні урочисті події, ділові поїздки, та ін. Розміщений центр сервісного обслуговування автомобілів, де можна замінити акумулятор або відремонтувати двигун, встановити протиугінну систему і магнітолу, і т.д.

Основні принципи діяльності підприємства такі:

1. Організація фінансово-господарської діяльності згідно кошторисного фінансування.
2. Забезпечення виконання технологічних функцій з визначеною нормативною якістю.
3. Забезпечення транспортними засобами підприємства у відповідності з договорами і заявками.
4. Організація поточного та капітального ремонту підприємства, надання практичної і методологічної допомоги по забезпеченню безпеки руху.
5. Постійне оновлення наявного рухомого складу.
6. Надання транспортних та інших послуг стороннім підприємствам та організаціям за умови виконання п.3.
7. Проведення розрахунків зі споживачами послуг автобази на основі передоплати або авансування.

Аналіз складу, структури і стану основних виробничих фондів підприємства виконується за рекомендаціями.

Склад і вартість основних виробничих фондів (ОВФ) підприємства визначаються на основі „Приміток до річної фінансової звітності” підприємства за формою №5. Питому вагу (частку) окремої групи основних засобів в загальній їх структурі можна визначити за формулою структурних елементів:

$$q_{gp}^i = \frac{ОВФ_{gp}^i}{ОВФ_{заг}} \cdot 100\% , \quad (1.14)$$

Коефіцієнт відновлення відображає інтенсивність відновлення основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{від} = \frac{ОВФ_{в}}{ОВФ_{к}}, \quad (1.15)$$

Коефіцієнт вибуття характеризує ступінь інтенсивності вибуття основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{виб} = \frac{ОВФ_{виб}}{ОВФ_{н}}, \quad (1.16)$$

Коефіцієнт придатності характеризує технічний стан основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{прид} = \frac{ОВФ_{зал}}{ОВФ_{перв}} = 1 - K_{знос} = 1 - \frac{З}{ОВФ_{перв}}, \quad (1.17)$$

Коефіцієнт зносу показує, яка частка вартості основних фондів вже перенесена на вироблену продукцію (надані послуги) підприємства, а також ступінь зносу ОВФ. Він визначається за формулою:

$$K_{знос} = \frac{З}{ОВФ_{перв}}. \quad (1.18)$$

Підставивши у формулу (1.1) дані наведені в таблиці 1.1 і виконавши відповідні розрахунки, приходимо до висновку про те, що структура основних виробничих фондів підприємства наступна: будівлі та споруди становлять 92,59 % від загальної вартості; машини та обладнання – 3,13 %; транспортні засоби – 4,12 %; інструменти, прилади – 0,05 %, малоцінні необоротні матеріальні активи – 0,1 %.

Таблиця 1.1 - Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано амортизації за рік	Залишилось на кінець року	
	Первісна вартість	знос		Первісна вартість	знос		Первісна вартість	знос
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Будинки та споруди	53230	16626				1110	31915	19522
Машини та обладнання	11071	674		1124	1115	114	1081	803
Транспортні засоби	2558	2177		1136	977	30	1422	1230
Інструменти, прилади	60	51		443	335		17	16
Малоцінні необоротні матеріальні активи	34	34		3	3		31	31
Разом	56953	19562		1306	1130	1254	34466	21602

Коефіцієнт відновлення становитиме:

$$K_{\text{від}} = \frac{0}{1953} = 0.$$

Коефіцієнт вибуття становитиме:

$$K_{\text{виб}} = \frac{1306}{21602} = 0,06.$$

Коефіцієнт придатності становитиме:

- для ОВФ в цілому по підприємству:

$$K_{\text{прид}}^{\text{ОВФ}} = 1 - \frac{19562}{21602} = 1 - 0,905 = 0,095;$$

- по групах основних фондів: будинки, споруди та передавальні пристрої

$K_{\text{прид}}^{\text{буд}} = 0,485$  ; машини та обладнання  $K_{\text{прид}}^{\text{маши}} = 0,217$  ; транспортні засоби  $K_{\text{прид}}^{\text{ТЗ}} = 0,369$  ; інструменти, прилади, інвентар  $K_{\text{прид}}^{\text{інстр}} = 0,3$  ; малоцінні необоротні матеріальні активи  $K_{\text{прид}}^{\text{малоцінніактиви}} = 0$ .

Аналізуючи виконані розрахунки, можна зробити наступні висновки:

- придатність основних виробничих фондів на сьогоднішній день становить 9,5%, а інтенсивність їх відновлення(0%) і інтенсивність вибуття (6%);

Питому вагу (частку) окремої групи автотранспортних засобів в загальній їх структурі можна визначити за формулою:

$$\mathcal{U}_{\text{ATЗ}}^{\kappa} = \frac{A_{\text{сп}}^{\kappa}}{\sum_{\kappa=1}^{\kappa} A_{\text{сп}}} \cdot 100\% , \quad (1.19)$$

Всього на підприємстві нараховується 21 одиниця РС. Кількісний склад автомобілів, що знаходяться на балансі «Таксопарк плюс» подано в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Кількісний склад автомобілів

№	Марка автомобіля	Державний номер
1	2	3
1	БАЗ	АВ 6352 АО
2	БАЗ	АВ 7532 ВВ
3	БАЗ	АВ 7432 АР
4	БАЗ	АВ 7013 ВВ
5	ПАЗ	АВ 0069 ВР
6	Богдан	АВ 9269 АН
7	ПАЗ	АВ 7041 АС
8	Мерс.	АВ 2955 АЕ
9	БАЗ	АВ 1524 АР
10	Богдан	АВ 0022 АА
11	Богдан	АВ 3134 ВК
12	Богдан	АВ 8847 АК
13	Богдан	АВ 7475 АР
14	MAN	АВ 0350 АА
15	БАЗ	АВ 5686 ВІ
16	Богдан	АВ 3984 ВЕ
17	Богдан	АВ 0891 ВІ
18	Богдан	АВ 0454 АЕ
19	БАЗ	АВ 8942 АМ
20	Мерс.	АВ 7889 ВС
21	Богдан	АВ 1279 АМ

Всі типи рухомого складу мають середній пробіг 0.5...0.75 від нормативного до капітального ремонту. Переважна кількість автомобілів знаходиться в експлуатації 5-18 років, що вимагає додаткових заходів, направлених на підтримку працездатності рухомого складу. Виконаємо розрахунок цільових елементів індексної матриці за 2019, 2020 і 2021 роки за формулою (1.6).

Групування автомобілів за типовою характеристикою РС показані в табл. 1.3 – 1.5.

Таблиця 1.3 – Групування рухомого складу за типовою характеристикою

Найменування показників	Наявність автомобілів, од.	Загальна вантажопідйомність, т.
Автомобілів всього, в тому числі:	21	X
Вантажні автомобілі	1	7
Пасажирські автобуси	20	945 <sup>1</sup>
Пасажирські легкові автомобілі	-	X
Спеціальні автомобілі, в тому числі:		
– легкові		
– вантажні		

Примітка: 1 – загальна пасажиромісткість автобусів в пасажирських місцях.

Таким чином, проаналізувавши дані таблиці 1.3 приходимо до висновку, що за типовою характеристикою пасажирські автобуси складають загальну більшість. Групування рухомого складу в залежності від часу експлуатації показано в таблиці 1.4

Таблиця 1.4 – Групування рухомого складу в залежності від часу експлуатації.

Тип автомобіля	Всього	<3роки	3,1÷5	5,1÷8	8,1÷10	>10
Автомобілів всього	21	1	-	8	5	7
в тому числі:						
вантажні	1	-	-	-	-	1
пасажирські автобуси	20	1	-	8	5	6
легкові автомобілі	-	-	-	-	-	-

Проаналізувавши результати отримані з таблиці 1.4 приходимо до висновку, що маємо 8 автомобілів, що експлуатаються від 5,1 до 8 років, 6 автомобілів, що експлуатуються більше 10 років та 5 автомобілів, що експлуатуються від 8,1 – 10 років та 1 автомобіль, що експлуатується менше 3 років. Враховуючи, що на підприємстві різноманітний РС, то доцільно об'єднати ТЗ в 3 групи, закріпивши кожену групу за маркою автомобіля, що є найбільшою у своїй групі. Групування РС за марками показані в таблиці 1.5

Таблиця 1.5 – Групування рухомого складу за марками ТЗ

№	Марка ТЗ	Кількість РС
1	БАЗ-А079	7
2	ПАЗ-32054	2
3	Богдан-А091	9
4	Мерс.-609Д	1
5	MAN-18320	1

Проаналізувавши дані таблиці 1.5 приходимо до висновку, що групувати пасажирські автобуси доцільно за маркою автомобіля.

#### 1.4.1 Аналіз виробничо-господарської діяльності підприємства

Результати роботи рухомого складу за останній період часу, визначені за річними формами № 2-тр «Звіт про роботу автотранспорту» державного статистичного спостереження, наведені в таблиці 1.6. Необхідно провести аналіз техніко-експлуатаційних показників виробничо-господарської діяльності транспортного підрозділу підприємства за допомогою системно-матричного методу.

Таблиця 1.6 – Показники плану перевезень

Показники	2019 р.	2020 р.	2021 р.
1. Середньооблікова кількість автомобілів, одиниць	21	21	21
2. Автомобіледні перебування в господарстві, тис.	10,6	10,7	10,8
3. Автомобіледні в роботі, тис.	5,5	6,3	7,1
4. Час в наряді, тис. год	42,9	46,2	52,3
5. Загальний пробіг, тис. км	635,1	678,3	789,9
6. Перевезено пасажирів	55,2	61,4	62,8
7. Пасажирооборот, тис. п-км	542,8	679,1	693,4



ТОВ «Таксопарк плюс» здійснює свою діяльність на ринку перевезень.

Провести дослідження основних техніко-експлуатаційних показників роботи парку для розробки управлінських рішень, направлених на підвищення ефективності діяльності.

Для проведення дослідження використовуємо показники діяльності підприємства за 2019, 2020 і 2021 роки.

Проводимо попередню оцінку результатів роботи ТОВ за 2019-2021 роки. Для цього визначаються індекси зміни вихідних параметрів за формулою (1.8) і абсолютні прирости вихідних параметрів за формулою (1.9). Результати розрахунків наводяться в таблиці 1.7 і 1.8.

Таблиця 1.7 – Індекси зміни показників плану перевезень за 2019-2020 роки

Показники	Базисний 2019 р.	Звітний 2020 р.	Абсолют- ний приріст	Індекс зміни
1. Середньооблікова кількість автомобілів	21	21	0	1,103
2. Автомобіледні перебування в господарстві $AD_{госп}$ , тис.	10,6	10,7	0,1	1,018
3. Автомобіледні в роботі $AD_{роб}$ , тис.	5,5	6,3	0,7	1,025
4. Час в наряді $AG_{нар}$ , тис. год	42,9	46,2	3,3	1,01
5. Загальний пробіг $L_{заг}$ , тис. км	635,1	678,3	43,2	1,005
6. Перевезено пасажирів $Q$ , тис. пас.	55,2	61,4	6,3	1,088
7. Пасажирооборот $W$ , тис. пас.-км	542,8	679,1	135,7	1,013

Таблиця 1.8 – Індекси зміни показників плану перевезень за 2020-2021 роки

Показники	Базисний 2020 р.	Звітний 2021 р.	Абсолют- ний приріст	Індекс зміни
1. Середньооблікова кількість автомобілів	21	21	0	1
2. Автомобіледні перебування в господарстві $AD_{госп}$ , тис.	10,7	10,8	0,1	0,988
3. Автомобіледні в роботі $AD_{роб}$ , тис.	6,3	7,1	0,8	1,008
4. Час в наряді $AG_{нар}$ , тис. год	46,2	52,3	6,1	0,975
5. Загальний пробіг $L_{заг}$ , тис. км	678,3	789,9	111,6	1,002
6. Перевезено пасажирів $Q$ , тис. тонн.	61,4	62,8	1,4	0,946
7. Пасажирооборот $W$ , тис. пас.-км	679,1	693,4	14,8	0,999

Попередня оцінка результатів роботи транспортного підрозділу за 2019-2020 і 2020-2021 роки дає змогу зробити наступні висновки:

- середньооблікова кількість автомобілів на підприємстві в 2020 році в порівнянні з 2019 збільшилась на 0%, в 2021 в порівнянні з 2020 роком на 0%;
- автомобіледні перебування в господарстві збільшились в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 0,1%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком зменшилась на 0,1%;
- час автомобіледнів в роботі збільшились в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 0,7%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком – на 0,8%;
- час перебування рухомого складу в наряді збільшився в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 3,3%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком зменшився на 6,1%;
- загальний пробіг автомобілів збільшився в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 43,2%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком – на 11,6%;
- обсяги перевезення збільшились в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 6,3%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком зменшилась на 1,4%;
- вантажообіг збільшився в 2020 році в порівнянні з 2019 роком на 13,7%, а в 2021 році в порівнянні з 2020 роком зменшилась на 14,8%.

Виконаємо розрахунок цільових елементів квадратної матриці за 2019, 2020 і 2021 роки.

Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію визначається за формулою:

$$\alpha_v^i = \frac{AD_{роб}^i}{AD_{госп}^i}, \quad (1.20)$$

Середній час перебування рухомого складу в наряді за добу визначається за формулою:

$$T_n^i = \frac{AG_{нар}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.21)$$

Середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу визначається за формулою:

$$l_{cd}^i = \frac{L_{заг}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.22)$$

Використовуючи дані табл. 1.6, табл. 1.7 і табл. 1.8, визначаємо основні техніко-експлуатаційні показники роботи парку:

- коефіцієнт випуску автомобілів на лінію становитиме по роках відповідно:

$$\alpha_6^{19} = 0,51; \alpha_6^{20} = 0,58; \alpha_6^{21} = 0,65$$

- середній час перебування автомобіля в наряді за добу становитиме по роках відповідно:

$$T_n^{19} = 7,8год; T_n^{20} = 7,3год; T_n^{21} = 7,3год.$$

- середньодобовий пробіг одного автомобіля становитиме по роках відповідно:

$$l_{cd}^{19} = 83,116км; l_{cd}^{20} = 85,444км; l_{cd}^{21} = 86,158км.$$

Фактичні цифрові значення складових елементів (статей) витрат та їх сума за звітний (2019), (2020) і (2021) роки наведені в порівняльній таблиці 1.9.

Таблиця 1.9 - Витрати на експлуатацію рухомого складу

Статті експлуатаційних витрат	2019 р.	2020 р.	2021 р.
1. Матеріальні затрати, тис.грн.	630,2	520	820,5
2. Витрати на оплату праці, тис.грн.	281	314,1	238,5
3. Відрахування на соціальні заходи, тис.грн.	98,5	119	95
4. Амортизація, тис.грн.	82,4	62,3	43
5. Інші операційні витрати, тис.грн.	250,4	207	255
6. Загальна сума експлуатаційних витрат, тис.грн.	12485	12782	13970

Визначаємо індекс зміни статей витрат експлуатації рухомого складу за 2019 – 2021рр. Результати заносимо в таблицю 1.10.

Таблиця 1.10 – Зміни статей витрат на експлуатацію рухомого складу за 2019-2020 роки

Статті експлуатаційних витрат	Базис-ний 2019 р.	Звітний 2020 р.	Абсолют- ний приріст	Індекс зміни
1. Матеріальні затрати, тис.грн.	630,2	520	-110,8	0,808
2. Витрати на оплату праці, тис.грн.	281	314,1	33,1	1,215
3. Відрахування на соціальні заходи, тис.грн.	98,5	119	20,5	1,33
4. Амортизація, тис.грн.	82,4	62,3	-20,1	0,715
5. Інші операційні витрати, тис.грн.	250,4	207	-43,4	0,872
6. Загальна сума експлуатаційних витрат, тис.грн.	12485	12782	297	0,935

Таблиця 1.11 – Зміни статей витрат на експлуатацію рухомого складу за 2020-2021 роки

Статті експлуатаційних витрат	Базис-ний 2020 р.	Звітний 2021 р.	Абсолют- ний приріст	Індекс зміни
1. Матеріальні затрати, тис.грн.	520	820,5	314,9	1,715
2. Витрати на оплату праці, тис.грн.	314,1	238,5	-78,5	0,724
3. Відрахування на соціальні заходи, тис.грн.	119	95	-85,4	0,713
4. Амортизація, тис.грн.	62,3	43	39,1	0,716
5. Інші операційні витрати, тис.грн.	207	255	49,6	1,189
6. Загальна сума експлуатаційних витрат, тис.грн.	12782	13970	290,6	1,213

Аналізуючи результати виконаних розрахунків і дані таблиць 1.10 і 1.11, можна зробити такі висновки про зміну за статтями витрат у 2020 році в порівнянні з 2019 роком: матеріальні витрати зменшились на 17,64%; витрати на оплату праці збільшились на 23,14%; відрахування на соціальні заходи збільшились на 37,52%; витрати на амортизацію рухомого складу зменшились на 35,48%; інші операційні витрати зменшились на 12,75%; загальна сума витрат зменшилась на 7,23%; а у 2021 році в порівнянні з 2020 роком: матеріальні витрати збільшились на 67,3%; витрати на оплату праці зменшились на 24,6%; відрахування на соціальні заходи зменшились на 25,3%; витрати на амортизацію

рухомого складу зменшились на 28,44%; інші операційні витрати збільшилися на 19,1%; загальна сума витрат збільшилась на 23,78%.

Результати розрахунків по роках наведені в таблиці 1.12.

Таблиця 1.12 - Структура витрат на транспортні послуги, %

Статті експлуатаційних витрат	2019 р.	2020 р.	2021 р.
1. Матеріальні затрати	49,14	38,15	59,34
2. Витрати на оплату праці	22,46	28,73	18,13
3. Відрахування на соціальні заходи	7,2	9,23	6,1
4. Амортизація	4,9	4,2	2,83
5. Інші операційні витрати	17,3	19,69	13,6
Разом	100	100	100

Використовуючи дані табл. 1.11 і табл. 1.12, проводимо розрахунки для кожної статті витрат для базисного (2020) року і звітного (2021):

$$\Delta C_{C_{МЗ}} = \frac{38,15}{100} \cdot (171,5 - 100) = 28,17\%;$$

$$\Delta C_{C_{Воп}} = \frac{28,73}{100} \cdot (72,4 - 100) = -9,46\%;$$

$$\Delta C_{C_{Всз}} = \frac{9,23}{100} \cdot (115,4 - 100) = 1,46\%;$$

$$\Delta C_{C_{АМ}} = \frac{4,2}{100} \cdot (71,6 - 100) = -1,56\%;$$

$$\Delta C_{C_{Иш}} = \frac{19,69}{100} \cdot (118,9 - 100) = 34,52\%.$$

Виконані розрахунки показують, що збільшення матеріальних витрат призвело до збільшення загальної суми витрат на 28,17%; збільшення відрахувань на соціальні заходи – на 1,46%, збільшення інших операційних витрат – на 34,52%. Зменшилась величина витрат на оплату праці, що сприяло зниженню загальної суми витрат на 9,46%; амортизаційних відрахувань, що сприяло зниженню загальної суми витрат на 1,56%.

## 1.5 Висновки до розділу 1

Виконаний аналіз наукових праць, навчальних посібників та публікацій, присвячених дослідженню робочих характеристик гідравлічних амортизаторів, стійкості та плавності ходу ТЗ, а також огляд методів випробування ТЗ на стійкість, методів контролю технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації та математичних моделей, які використовуються для опису процесу просторово руху ТЗ, процесу взаємодії еластичної шини з дорогою та переїзду одиничної нерівності дозволяє зробити наступні висновки:

1. Існуючі методи контролю та діагностики не дозволяють кількісно оцінювати вплив технічного стану амортизаторів на якість зчеплення шин із опорною поверхнею дороги. Існуючі методи контролю та діагностики амортизаторів не оцінюють вплив їх технічного стану на стійкість та активну безпеку ТЗ.

2. Необхідний метод контролю технічного стану амортизаторів, як елементів, які забезпечують активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації, що враховує вплив технічного стану амортизаторів на стабільність плями контакту шин з дорогою та потенційні здібності шин створювати бічні реакції, а також на здатність ТЗ стійко проходити задану траєкторію руху .

3. Активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації можна підвищити, якщо в процесі дорожнього контролю технічного стану амортизаторів вимірювати параметри, які характеризують зміну траєкторії руху транспортного засобу при переїзді колесами одиничної нерівності та дії бічної сили заданої величини.

4. Для методу дорожнього контролю амортизаторів, який розробляється (враховує вплив їх технічного стану на показники стійкості керованого руху ТЗ), необхідно оптимізувати параметри режимів тестового впливу. Необхідно виявити параметри контролю стійкості ТЗ, які чутливі до зміни технічного стану амортизаторів, та визначити їх нормовані значення, за яких технічний стан амортизаторів забезпечує стійкий рух ТЗ.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОРОЖНОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ ТЗ

### 2.1 Структурна схема системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність».

Обов'язковим елементом аналітичного дослідження є структурна схема процесу функціонування об'єкта дослідження.

Об'єктом наукового дослідження у цій роботі є процес руху ТЗ під впливом відцентрової (бічної) сили з переїздом одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану амортизаторів.

Структура такого об'єкта дослідження представлена у вигляді схеми (рис.2.1).



Рисунок 2.1 - Загальна структурна схема процесу функціонування об'єкта дослідження

На вхід об'єкта дослідження в процесі його функціонування подаються керуючі дії, у вигляді тягового зусилля двигуна та зміни кутів повороту керованих коліс.

Вихідними параметрами об'єкта дослідження є функціональні параметри, які характеризують просторове положення підресореної та непідресореної мас

ТЗ, в процесі його руху по криволінійній траєкторії: проекції векторів прискорення підресореної маси на рухому систему координат, проекції векторів швидкості підресореної маси на рухому систему координат, лінійні переміщення відповідних осей, кутові прискорення підресореної маси, кутові швидкості підресореної маси, кути повороту підресореної маси  $\alpha, \beta, \gamma$  щодо осей  $Y, X, Z$  відповідно, вертикальне прискорення непідресореної маси, вертикальна швидкість непідресореної маси, вертикальна координата непідресореної маси, кути відводу коліс, поздовжні, поперечні, нормальні реакції в плямі контакту. Ці параметри є вкрай важливими для дослідження стійкості ТЗ, які рухаються під дією бічної сили і зазнають збурення з боку опорної поверхні.

Якісні показники функціонування об'єкта дослідження залежать від внутрішніх і зовнішніх факторів, які діють на нього. Внутрішні фактори характеризуються параметрами, які визначають технічний стан об'єкта дослідження: - повна маса транспортного засобу  $m_{TJ}$ ; непідресорена маса  $m_{Hij}$ ; висота центру мас  $h_g$ ; відстань від центру мас до передньої  $L_1$  та задньої осі  $L_2$ ; колія передніх  $S_1$  та задніх коліс  $S_2$ ; осьові моменти інерції кузова ТЗ -  $J_x, J_y, J_z$ ; наведена жорсткість підвіски  $C_{Hij}$ ; параметри колеса з еластичною шиною – радіус колеса  $r_0$ ; силовий радіус колеса  $r_{k0}$ ; маса колеса  $m_{Kij}$ ; елементарна маса шини у плямі контакту  $m_s$ ; радіальна  $C_{Шz}$  і бокова  $C_{Шy}$  жорсткість шини; радіальне  $K_{Шz}$  та бокове  $K_{Шy}$  демпфування шини; параметри профілю опорної поверхні – висоти  $q_0$  та довжини перешкоди  $l_0$ ; залежність сили гідравлічного опору амортизатора швидкості переміщення його поршня  $F_D=f(v)$ ; сила тертя підвіски  $F_{TПодві}$ .

Величини цих властивостей істотно впливають на стан об'єкта дослідження та її функціонування.

Зовнішні чинники діють на об'єкт дослідження незалежно від досліджуваного процесу. В даному випадку, зовнішніми факторами є температура повітря  $t$  °С, швидкість і напрямок вітру  $V_{вiмр}$ , а також опади, у вигляді дощу, снігу та ін.



Для формалізації процесу руху ТЗ під впливом відцентрової сили з переїздом одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану амортизаторів, було розроблено структурну схему системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність».

Структурна схема (рис.2.2) дозволяє виявляти та структурувати взаємозв'язки між елементами досліджуваного процесу і на цій основі виконувати комплексний аналіз системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність» з метою розробки ефективного дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів ТЗ.



Рисунок 2.2 - Структурна схема системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність»

Внутрішні параметри системи (рис. 2.2), формуються при взаємодії підресореної маси ТЗ, підвісок ТЗ, які складаються з напрямних, пружних та демпфуючих елементів, коліс з еластичними шинами, одиничної нерівності, розташованої на рівній горизонтальній поверхні. Ці взаємодії зумовлені силами та реакціями, такими як: поздовжні  $R_{x_{ij}}$ , бічні  $R_{y_{ij}}$ , нормальні реакції  $R_{z_{ij}}$  у плямах контакту шин з дорогою; сили пружного  $F_{z_{Ки}}, F_{y_{Ки}}$  та не пружного  $F_{z_{Ки}}, F_{y_{Ки}}$  опору шини; сили пружного  $F_{Cпр}$  і не пружного  $F_{Kам}$  опору підвіски; вагою ТЗ  $G_p$  та силами інерції  $F_j$ .

Аналіз вихідних динамічних характеристик системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність» проводиться за результатами вимірювання контрольованих параметрів ТЗ, які рухаються із заданою швидкістю по колу заданого радіусу. Контрольованими параметрами при цьому є: кут повороту при русі під дією бічної сили  $\gamma$ , а також лінійні переміщення непідресорених мас щодо підресорених при переїзді колесами ТЗ одиничної нерівності  $\Delta z$ .

Аналіз представленої на рис.2.2 структурної схеми дозволив аналітично виразити контрольні вихідні параметри у вигляді функціоналів. Так, функціонал зміни кута повороту підресореної маси ТЗ навколо вертикальної осі, записаний у вигляді:

$$\gamma = F[m_{\Pi}, J_x, J_y, J_z, V_x, V_y, g_0, l_0, \theta_1(t), \theta_2(\theta_1), F_{Cn}, F_{Ka}, F_{Cш}, F_{Ku}, R_x, R_y, R_z], \quad (2.1)$$

А функціонал, який показує лінійні переміщення підресорених мас ТЗ відносно осі OZ, при переїзді одиничної нерівності:

$$\Delta z_{ij} = F[m_{\Pi}, V_x, g_0, l_0, F_{Cn}, F_{Ka}, F_{Cш}, F_{Ku}], \quad (2.2)$$

де:  $m_{\Pi}$  – маса ТЗ [кг];

$J_x, J_y, J_z$  – осьові моменти інерції кузова ТЗ [кг\*м<sup>2</sup>];

$V_x$  і  $V_y$  – швидкості руху центру мас [м/с];

$q_0$  і  $l_0$  - параметри профілю опорної поверхні - висот і довжин [м];

$Q_1$  і  $Q_2$  – кути повороту передніх коліс [рад];

$F_{Cn}$  – сила пружного опору пружин [Н];

$F_{Ka}$  – сила опору (демпфування) амортизаторів [Н];

$F_{Cш}$  – сила пружного опору шин [Н];

$F_{Ku}$  – сила демпфування в шинах [Н].

Очевидно, що входять до розрахункової схеми (рис. 2.2) такі елементи досліджуваного процесу, як двигун і трансмісія які впливають на його вихідні характеристики. Але в процесі контролю технічного стану амортизаторів ТЗ їх завдання зводиться лише до розгону транспортного засобу до заданої швидкості руху. Далі ТЗ рухається у веденому режимі. Тому при розробці математичної моделі, такі елементи, як двигун і трансмісія ТЗ, прийнято не враховувати.

Математичний опис роботи рульового управління ТЗ в моделі також не наводиться, оскільки кути повороту керованих коліс  $Q_1$  і  $Q_2$  в процесі руху транспортного засобу по колу заданого радіусу не змінюються і є константами.

Досліджуваний процес не передбачає руху ТЗ у режимі гальмування, тому в математичній моделі не наводиться опис характеристик гальмівного механізму.

### 2.1.1 Розрахункова схема просторової моделі руху ТЗ по колу

Для складання розрахункових схем і рівнянь, які описують процес руху ТЗ у просторі, використані рухома (XYZ) та нерухома (X'Y'Z') системи координат.

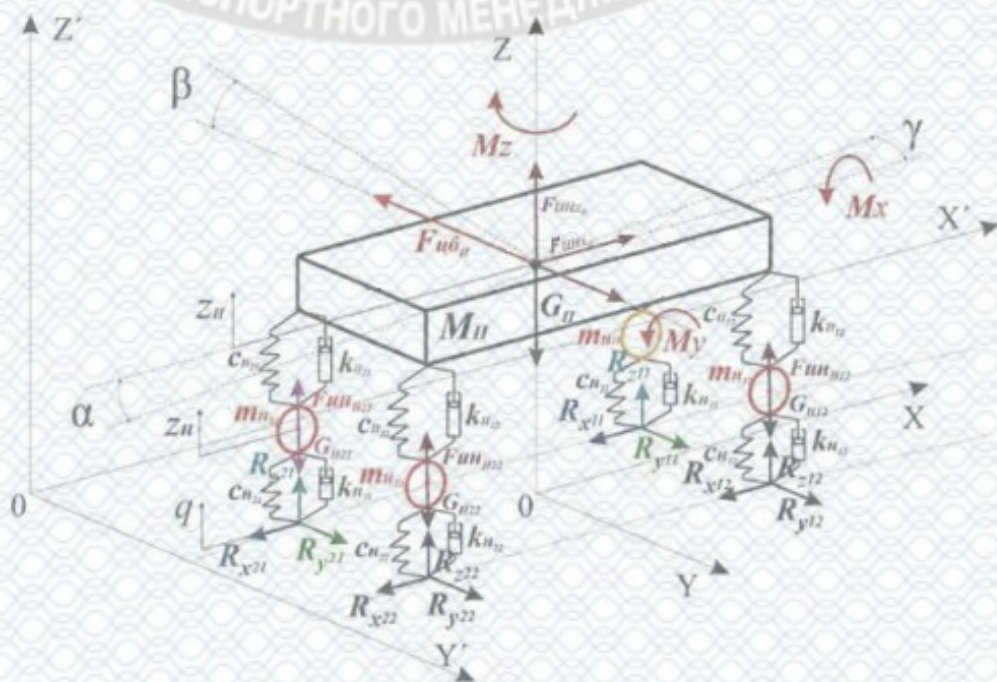


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема просторової моделі руху ТЗ по колу у системах координат

Нерухома система координат  $X'Y'Z'$  пов'язана з опорною поверхнею дороги. Рухомою системою координат  $XYZ$  пов'язана з автомобілем (рис.2.3).

Центр рухомої системи координат  $XYZ$  знаходиться на вертикальній осі  $OZ$ , яка проходить через центр ТЗ.

При цьому площина  $XOY$  рухомої системи координат лежить в площині  $X'OY'$  нерухомої системи координат і здійснює щодо неї рух разом з автомобілем. Положення рухомої системи  $XYZ$  щодо нерухомої  $X'Y'Z'$  визначається координатами  $x', y'$  і кутом  $\gamma$  її повороту щодо осі  $OZ$ .

Кузов ТЗ пов'язаний з рухомою системою координат  $XYZ$  так, що його центр мас може здійснювати лінійні переміщення тільки щодо осі  $OZ$ , а сама підресорена маса  $M$  може повертатися щодо осі  $OX$  - (на кут крену) і відносно осі  $OY$  - (на кут деферента).

Положення ТЗ у просторі визначається координатами  $X', Y'$  щодо осей  $OX'$  та  $OY'$  нерухомої системи координат та  $\gamma$  – кутом повороту (подовжньої осі) ТЗ щодо осі  $OZ$  рухомої системи координат.

Положення кузова ТЗ щодо рухомої системи координат у будь-який момент часу можна визначити за координатами:  $\beta$  - кут повороту кузова ТЗ відносно осі  $OX$  - (крен);  $\alpha$  – кут повороту кузова щодо осі  $OY$  – (деферент);  $z$  – координата переміщення центру мас ТЗ щодо осі  $OZ$ .

Переміщення підресорених мас ТЗ розраховується лише у вертикальному напрямку щодо осі  $OZ$  рухомої системи координат.

### 2.1.2 Сили, які діють на ТЗ

Математична модель необхідна як інструмент для аналітичного дослідження процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності. При її створенні були враховані сили, які діють на ТЗ, серед яких виділимо:

1. Силу тяжіння  $G_a$ , яка спрямована вертикально донизу, розподіляючись на всі колеса ТЗ. Фактична вага транспортного засобу впливає на дорожне

покриття, і чим вона більша, тим більші нормальні реакції  $R_{zi}$ , які діють на колеса ТЗ від дороги;

2. Відцентрову силу  $F_{цб}$ , яка виникає у момент проходження поворотів. Величина цієї сили прямо пропорційна масі транспортного засобу та квадрату швидкості, і обернено пропорційна радіусу повороту дороги. Напрямок її дії - від центру мас, у бік, протилежний повороту ТЗ. При високій швидкості і малому радіусі повороту відцентрова сила може розвернути ТЗ навколо осі  $OZ$ , викликати його занос і навіть перекидання;

3. Сили інерції  $F_{ін}$  діють на поступово рухому масу ТЗ, на його обертові маси, а також на переміщення в результаті коливань невідвіснених мас. Сили інерції діють на підвішену масу приводяться до головного вектора і головного моменту інерції, прикладеного до центру мас і виражаються через -  $x_{ip}$ ,  $y_{ip}$ ,  $z_{ip}$  - проекції векторів прискорення підвішеної маси на рухому систему координат, через - маси та інерційні параметри ТЗ, а також через масу  $m$  та осьові моменти інерції кузова  $J_X, J_Y, J_Z$ ;

4. Нормальні реакції дороги  $R_{zi}$ , які діють у місцях контакту коліс із опорною поверхнею. Чим більша сила тяжіння, яка діє від коліс ТЗ на поверхню дороги, тим більша реакція  $R_{zi}$ ;

5. Сили зчеплення шин з дорогою визначаються величинами поздовжніх  $R_{xi}$  і поперечних  $R_{yi}$  реакцій, які діють від дороги на еластичні шини коліс ТЗ. Вони виникають у процесі руху ТЗ і залежать від наступних факторів:

- від виду та якості покриття дорожнього полотна;
- від стану дорожнього полотна (сухе, вологе, засніжене, зледеніле);
- від технічного стану шин (конструкції шини, тиску, рисунку протектора та його зносу). При зношеному рисунку протектора сила зчеплення шин із дорогою зменшується;
- від маси ТЗ, зі збільшенням маси транспортного засобу сила зчеплення з дорогою збільшується;
- від швидкості руху ТЗ, з її збільшенням зменшується сила зчеплення з дорожнім полотном;

б. Сили опору коченню  $F_{fi}$ , які діють на шини при русі ТЗ в плямах їх контакту з дорогою. Ця сила прямо пропорційна масі транспортного засобу та коефіцієнту опору коченню. Величина коефіцієнта опору коченню  $f$  характеризує величину силових втрат на тертя в шині, яка залежить від швидкості руху ТЗ, стану дороги, типу і зносу шин, від тиску повітря в шинах і визначається дослідним шляхом. Сила опору коченню спрямована у бік, протилежний руху.

При розробці математичної моделі були враховані всі наведені фактори.

## 2.2 Математичний опис характеристик підвіски ТЗ

Підвіска ТЗ складається з пристроїв, які пов'язують між собою підресорену і непідресорену маси і забезпечують, передачу сил і реакцій діючих між ними. Підвіска мінімізує динамічні навантаження, які передаються від коліс транспортного засобу на його кузов під час руху по нерівностях дороги.

Відносні переміщення мас під дією зовнішніх сил та моментів визначаються існуючими між ними кінематичними зв'язками.

### 2.2.1 Математичний опис робочої характеристики гідравлічного амортизатора

Загальна тенденція розвитку конструкції підвіски ТЗ протягом кількох десятиліть була спрямована на те, щоб основним джерелом зниження амплітуд коливань його непідресорених та підресорених мас були гідравлічні амортизатори. Це зумовлено тим, що конструкторам легше регулювати коливальні параметри ТЗ шляхом зміни характеристики амортизаторів. Це важлива особливість, яка виділяє амортизатори від усіх елементів підвіски, що впливають на коливальні процеси під час руху ТЗ.

Вона підтверджує актуальність розробки ефективного методу контролю технічного стану амортизаторів за умов експлуатації ТЗ.

Технічний стан амортизатора визначає його робоча (функціональна) характеристика, яка є залежністю сили гідравлічного опору від швидкості переміщення поршня щодо робочого циліндра.

Гідравлічні амортизатори мають несиметричні характеристики стиснення і відбою, які виражені функціями  $F_c=f(v_c)$ ,  $F_o=f(v_o)$ .

Такі характеристики (рис.2.4) отримують на спеціальних динамометричних стендах, шляхом переміщення поршня амортизатора вгору-вниз і виміру при цьому його вихідних параметрів для побудови залежності сили опору амортизатора від швидкості переміщення поршня  $V_A$  [10].

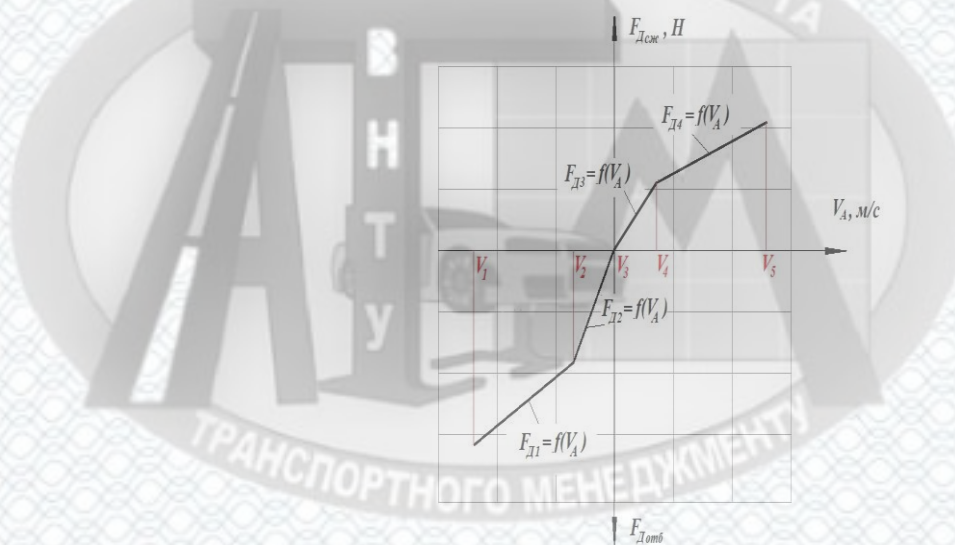


Рисунок 2.4 - Графік шматково-лінійної функції робочої характеристики амортизатора

Силу опору амортизатора  $F_D$  задаємо шматково-лінійною функцією виду [13]:

$$F_D = \begin{cases} F_{D1}(V_A), V_1 \leq V_A < V_2 \\ F_{D2}(V_A), V_2 \leq V_A < V_3 \\ F_{D1}(V_A), V_3 \leq V_A < V_4 \\ F_{D1}(V_A), V_4 \leq V_A < V_5 \end{cases}, \quad (2.3)$$

де:  $V_A$  – швидкість переміщення поршня амортизатора щодо циліндра;

$V_2$  – швидкість поршня амортизатора, коли відбувається відкриття/закриття перепускного клапана під час відбою;

$V_4$  – швидкість поршня амортизатора, коли відбувається відкриття/закриття перепускного клапана під час стиснення;

Швидкість переміщення поршня амортизатора  $V_A$  [м/с] знайдемо як першу похідну від величини переміщення непідресорених мас щодо підресорених  $\Delta z$  вздовж осі OZ:

$$V_A = \frac{d\Delta z}{dt}, \quad (2.4)$$

Функція (2.42) є результатом апроксимації характерних ділянок залежності, сили опору амортизатора швидкості переміщення поршня, отриманої експериментальним шляхом (рис.2.9).

### 2.2.2 Математичний опис пружної характеристики підвіски

Пружні елементи підвіски сприймають та знижують дію динамічних навантажень від дороги на кузов. Ця дія обумовлена вертикальними складовими сил та реакцій, які діють між кузовом ТЗ та дорогою. Наявність пружного елемента сприяє виникненню коливань кузова та непідресорених мас ТЗ.

Пружні властивості підвісок ТЗ, як правило, обумовлені характеристиками пружних елементів, якими найчастіше є пружини.

Характеристика пружини представлена у вигляді лінійної залежності нормальної навантаження від її деформації  $F_C=f(\Delta z)$  або  $F_C=f(z_{II}-z_H)$ .

Відповідно до закону Гука, сила пружності пружини розраховується за формулою:

$$F_{пруж} = K_c \cdot \Delta l, \quad (2.5)$$



де:  $K_C$  – коефіцієнт жорсткості;

$\Delta l$  – зміна довжини пружини.

В розробленій математичній моделі сила пружної деформації пружини рівна:

$$F_C = C_n \cdot (z_{II} - z_H), \quad (2.6)$$

При цьому жорсткість пружини визначається по формулі:

$$C_n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n_{роб}}, \quad (2.7)$$

де:  $G$  – модуль пружності другого роду (зміщення), рівний  $8,2 \cdot 10^4$  МПа;

$d$  – діаметр прутка;

$D$  – розрахунковий діаметр пружини;

$n_{роб}$  – кількість робочих витків пружини.

Лінійний характер робочої характеристики підвіски дозволив прийняти її жорсткість як незмінну величину.

### 2.2.3 Математичний опис дисипативних сил у підвісці

Кінематичні зв'язки між підресореною та непідресореною масами залежать від типу та конструкції підвіски. Конструкція підвіски сучасних ТЗ, є коливальною ланкою з сухим і в'язкісним тертям FTP. Сила сухого тертя підвіски постійна за величиною, а її напрямок у процесі коливань змінюється і завжди протилежно до напрямку руху підресореної маси. Власна частота і період коливання підресореної маси залежить від значення сили сухого тертя.

Сила сухого тертя підвіски FTP, [Н] задана ступінчастою функцією дійсного аргументу sgn. Формула розрахунку сили сухого тертя має вигляд:

$$F_{TPij} = F_{TPconst} \cdot \text{sgn}(V_a), \quad (2.8)$$

де: sgn – кусково-ступінчаста функція дійсного аргумента.

$$\text{sgn}x \begin{cases} 1, \text{якщо } x > 0 \\ 0, \text{якщо } x = 0 \\ -1, \text{якщо } x < 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

Конструкція підвіски сучасних ТЗ допускає наявність у ній постійного сухого тертя, за умови, що вона має величину, не надає шкідливого впливу коливання ТЗ, і перешкоджає пом'якшенню підвіскою дрібних поштовхів, які передаються на кузов при взаємодії шин ТЗ з нерівностями дороги.

### 2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Підресорена маса – Амортизатори - Непідресорена маса - Шини - Одиначна нерівність»

Для аналітичного дослідження впливу функціональних характеристик амортизаторів на зміну кутів, які характеризують стійкість ТЗ у процесі його руху під дією відцентрової (бічної) сили та переїзді через одиначну нерівність, був розроблений алгоритм розрахунку параметрів системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одиначна нерівність» (рис. 2.5):

Алгоритм складається з наступних блоків розрахунку та підпрограм:

1. Введення вихідних даних: робочі параметри ТЗ - маса ТЗ  $m_{П}$ ; невідресорена маса  $m_{Нij}$ ; висота центру мас  $h_g$ ; відстань від центру мас до передньої осі  $L_1$  та задньої  $L_2$  осі; колія передніх  $S_1$  та задніх коліс  $S_2$ ; осьові моменти інерції кузова ТЗ -  $J_x, J_y, J_z$ ; наведена жорсткість підвіски  $C_{Пij}$ ; параметри колеса з еластичною шиною – радіус колеса  $r_0$ ; силовий радіус колеса  $r_{ко}$ ; маса

колеса  $m_{kij}$ ; маси шин у плямі контакту -  $m_s$ ; радіальна  $C_{шz}$  та бічна  $C_{шы}$  жорсткості шин; коефіцієнти радіального  $K_{шz}$  та бічного  $K_{шы}$  демпфування шин; параметри профілю опорної поверхні – висоти  $q_o$  та довжини перешкоди  $l_o$ ; залежність сили гідравлічного опору амортизатора швидкості переміщення його поршня  $FD=f(v)$ ; коефіцієнта опору коченню  $f$ ;

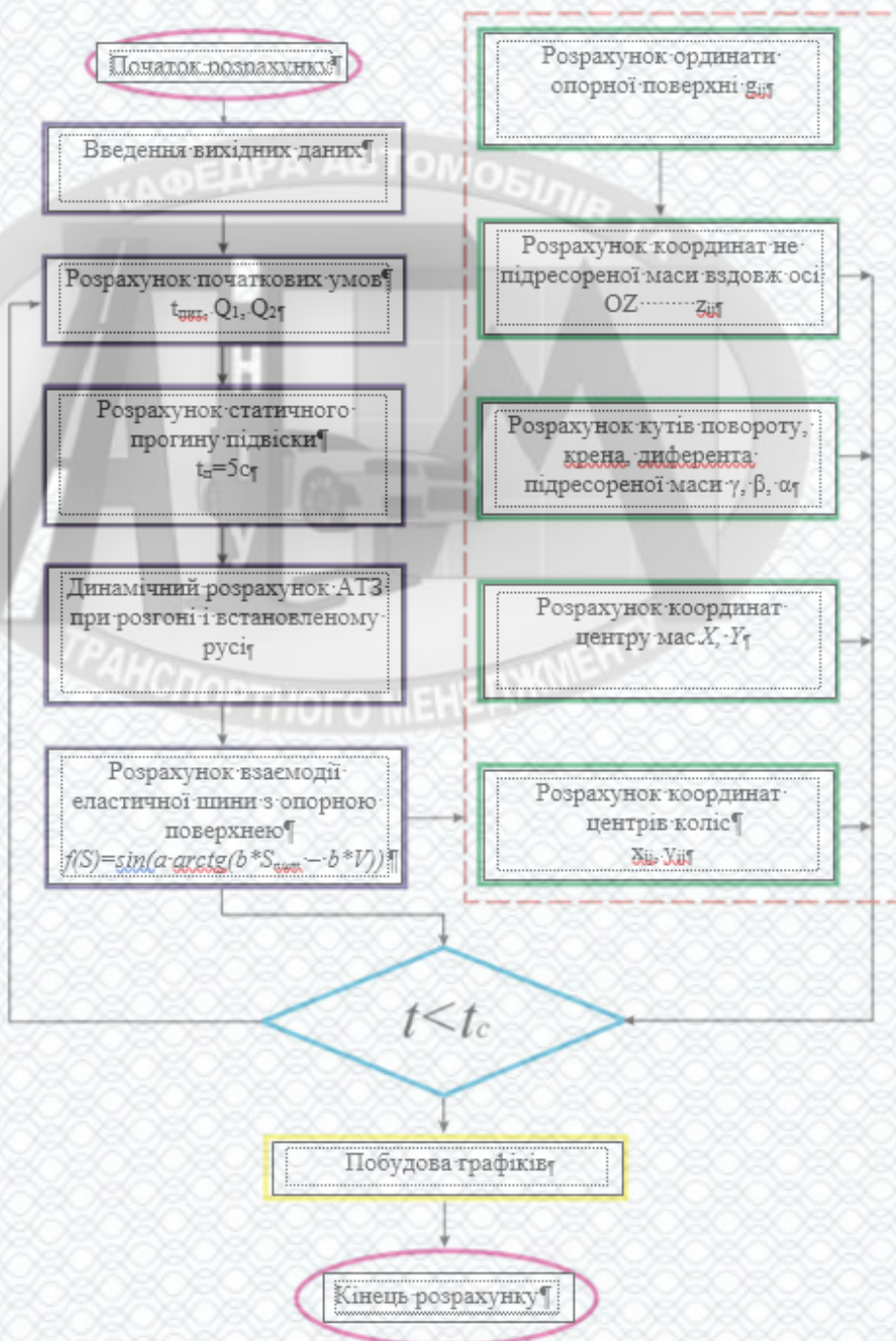


Рисунок 2.5 - Алгоритм розрахунку параметрів системи «Підресорена маса –Амортизатори - Непідресорена маси - Шини - Одиначна нерівність»

1. Розрахунок прогину підвіски, а також динаміки переміщення ТЗ при розгоні і встановлюваному русі: швидкості встановленого руху ТЗ щодо осі  $X'$  нерухомої системи координат;

2. Розрахунок початкових умов: час початку повороту; час наїзду на перешкоду; кути повороту керованих коліс  $Q_1$  та  $Q_2$ ; Розрахунок ординати опорної поверхні  $q_{ij}$ ;

3. Розрахунок вихідних функціональних характеристик процесу руху ТЗ по колу та переїзду через одиничну нерівність, якими є функціональні параметри, які характеризують просторове положення підресореної та непідресореної маси ТЗ: проекції векторів прискорення підресореної маси на рухому систему

координат –  $\frac{d^2 x_{\Pi}}{dt^2}, \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2}, \frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2}$ ; проекції векторів швидкості підресореної маси на

рухому систему координат –  $\frac{dx_{\Pi}}{dt}, \frac{dy_{\Pi}}{dt}, \frac{dz_{\Pi}}{dt}$ ; лінійні переміщення центра мас

вздовж відповідних осей -  $X_{\Pi}, Y_{\Pi}, Z_{\Pi}$ ; кутові прискорення підресореної маси

$\frac{d^2 \alpha}{dt^2}, \frac{d^2 \beta}{dt^2}, \frac{d^2 \gamma}{dt^2}$ ; кутові швидкості підресореної маси –  $\frac{d\alpha}{dt}, \frac{d\beta}{dt}, \frac{d\gamma}{dt}$ ; кути повороту

підресореної маси  $\alpha, \beta, \gamma$ ; відносно осей  $Y, X, Z'$ ; вертикальне прискорення

непідресореної маси  $\frac{d^2 z_H}{dt^2}$ ; вертикальна швидкість непідресорених мас –  $\frac{dz_H}{dt}$ ;

вертикальна координата непідресореної маси –  $z_H$ ; кути відведення коліс  $\delta_{ij}$ ;

повздовжні  $R_{Xij}$ , бокові  $R_{Yij}$ , нормальні реакції  $R_{Zij}$  в плямах контакту шин з дорогою.

4. Розрахунок траєкторії руху ТЗ: швидкості  $V_X$  та  $V_Y$ , та координати центра мас  $X_i$  та  $Y_i$ ; координат центрів коліс  $x_{ij}$  та  $y_{ij}$ ;

Побудова траєкторії руху ТЗ, а також залежностей швидкості та величини зміни кута повороту від технічного стану амортизаторів.

Розроблена математична модель дозволяє здійснювати аналітичні дослідження процесу руху ТЗ по колу заданого радіусу з переїздом одиничної нерівності. Виявляти закономірності впливу функціональних характеристик амортизаторів на зміну кутів, які характеризують стійкість ТЗ.

## 2.4 Теоретичні засади дорожнього методу контролю працездатності амортизаторів

Дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів, який враховує їхній вплив на показники стійкості автотранспортних засобів, включає: тестовий вплив на ТЗ; вимірювання контрольованих параметрів; порівняння їх з нормативними значеннями; віднесення ТЗ до одного з можливих станів за показниками стійкості.

Послідовність контролю включає:

1. Тестовий вплив на об'єкт діагностування (ТЗ);
2. Визначення показників стійкості ТЗ рівня працездатності амортизаторів;
3. Вимірювання кута повороту ТЗ навколо осі OZ, при русі по колу заданого радіусу та переїзді одиничної нерівності;
4. Порівняння діагностичних параметрів стійкості ТЗ із їх нормативними значеннями та визначення технічного стану амортизаторів щодо забезпечення стійкості ТЗ.

### 2.4.1 Параметри тестового впливу на об'єкт діагностування та їх оптимізація

При розробці дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів спрямованого на підвищення стійкості ТЗ необхідно визначити та оптимізувати значення параметрів тестових впливів на об'єкт діагностування. Наукове обґрунтування параметрів тестового впливу та його стабільність визначають як результати контролю, а й можливість використання методу за умов експлуатації. Тестовий вплив на ТЗ під час реалізації методу і двох процесів.

Перший процес, це безперервно діюча на ТЗ бічна сила  $F_{bc}$ , величина якої незмінна у часі. Її дію врівноважують бічні реакції на колесах ТЗ:

$$F_{bc} = \sum_{n=1}^N R_{yi} = const \quad (2.10)$$

де  $N$  – кількість коліс ТЗ.

Постійність бічної сили, заданої величини, забезпечено дією відцентрової сили  $F_{bc}$  у процесі руху ТЗ по колу заданого радіусу, з постійною швидкістю. У цьому випадку діюча на ТЗ відцентрова сила дорівнюватиме:

$$F_{bc} = \frac{m_n \cdot V_x^2}{r_n} = \sum_{n=1}^N R_{yi} = const \quad (2.11)$$

де:  $m_n$  - споряджена маса діагностованого ТЗ;

$r_n$  – радіус повороту ТЗ.

Якщо всі члени, що входять до рівняння (2.49), будуть постійними, то і величина бічної відцентрової сили також буде постійна.

Другий процес, що визначає тестовий вплив на діагностований ТЗ, це вплив збурення з боку дороги на його колеса. Воно створюється за рахунок переїзду колесами, діагностованого ТЗ одичної нерівності, має задані геометричні параметри: висоту  $q_0$  і довжину  $l_0$  (рис. 2.6).

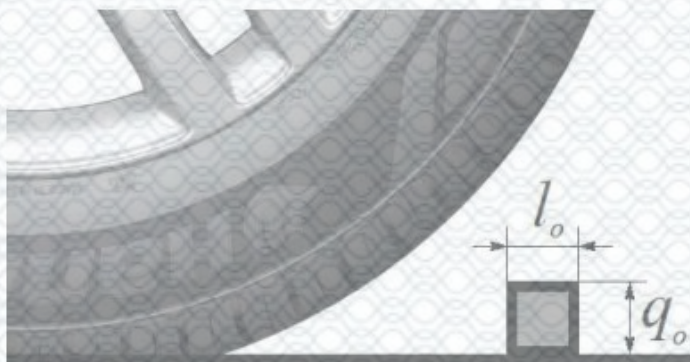


Рисунок 2.6 - Одична нерівність, яка має задані геометричні параметри: висоту  $q_0$  та довжину  $l_0$

У процесі оптимізації відцентрової сили  $F_{bc}$  було враховано такі фактори:

- рух діагностуємого ТЗ здійснюється по круговій траєкторії заданого радіуса  $r_p$  в коридорі руху;
- до моменту наїзду колесами на нерівність, рух ТЗ має здійснюватися із заданою швидкістю та забезпечувати його курсову стійкість;
- величина відцентрової сили  $F_{\text{вс}}$  повинна забезпечувати достатню чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів;
- дія відцентрової сили  $F_{\text{вс}}$  після переїзду через нерівність не повинна призводити до некерованого занесення ТЗ, навіть з несправними амортизаторами.

Згідно з виразом, величина відцентрової сили  $F_{\text{вс}}$  визначається масою ТЗ, швидкістю його руху та радіусом повороту. Варіюючи швидкістю руху ТЗ і радіусом повороту, для автотранспортного засобу заданої маси, можна визначити режим тестового впливу, який, з урахуванням перерахованих вище факторів, буде оптимальним для контролю стійкості ТЗ при зміні технічного стану його амортизаторів.

Оптимізацію геометричних параметрів одиничної нерівності  $q_0$  та  $l_0$  (рис. 2.7) слід здійснювати виходячи з того, що тестовий вплив на колесо, при його наїзді на нерівність заданою висотою і довжиною повинен:

- бути достатнім для порушення коливань невідвідресорених мас ТЗ з амплітудами, які забезпечують чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів. Для цього значення довжини  $l_0$  одиничної нерівності має бути кратно меншим довжини плями контакту шини з опорною поверхнею;
- забезпечувати вільний переїзд коліс через нерівність без руйнувань елементів ТЗ;
- створені в еластичних шинах коліс ТЗ напруження  $[\sigma_{\text{пр}}]$  не повинні перевищувати їх допустимих значень, встановлених заводом-виробником шин, тобто.  $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ .

## 2.4.2 Показники стійкості руху ТЗ під час контролю рівня працездатності амортизаторів $\chi$

Для об'єктивного контролю технічного стану амортизаторів у дорожніх умовах за критеріями стійкості ТЗ необхідно вирішити два основні завдання.

По-перше, необхідно встановити шкалу рівнів працездатності амортизаторів (зміна їхньої робочої характеристики) від 100% працездатного стану, до непрацездатного стану.

По-друге, необхідно обґрунтувати критерії стійкості ТЗ, які враховують вплив рівня працездатності амортизаторів на параметри, що характеризують зміну траєкторії його руху при переїзді одиничної нерівності та дії бічної сили.

Під критеріями стійкості ТЗ розумітимемо фізичні величини, які дозволяють кількісно оцінювати вплив рівня працездатності амортизаторів на здатність автотранспортного засобу зберігати стійкий рух при дії бічної сили та переїзд колесами одиничної нерівності.

### 2.4.2.1 Обґрунтування шкали рівнів працездатності амортизаторів за їхньою робочою характеристикою

У розділі 2.4.1 наведено математичний опис робочої характеристики амортизатора як функціональну залежність  $F_D=f(V_A)$  у вигляді шматково-лінійної функції (2.42) від швидкості  $V_A$  переміщення поршня амортизатора щодо його циліндра.

У процесі експлуатації відбувається зниження сил опору, створюваних амортизатором коливань елементів підвіски, як у ході стискування, і під час відбою. Отже, на ділянках робочої характеристики амортизаторів (див. рис. 2.9), обмежених швидкістю  $V_A$  переміщення їх поршнів, потужності  $N_{cm}$  і  $N_{від}$ , створювані силою опору на ході відбою та стиснення, за один цикл коливання підвіски, теж знижуватимуться.



Потужність опору амортизатора під час стиснення  $N_{cm}$  визначимо за такою формулою:

$$N_{cm} = \int_0^{V_2} F_{D3}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_2}^{V_{cm}} F_{D4}(V_A) \cdot dV_A \quad (2.12)$$

де  $V_{cm}$  – максимальна швидкість переміщення поршня амортизатора щодо його циліндра під час стиснення.

Потужність опору амортизатора під час відбою  $N_{від}$ , визначимо за такою формулою:

$$N_{від} = \int_{від}^{V_1} F_{D1}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_1}^{V_2} F_{D2}(V_A) \cdot dV_A \quad (2.13)$$

де  $V_{від}$  - максимальна швидкість переміщення поршня амортизатора, відносно його циліндра під час відбою.

В якості показника, який встановлено на рівні технічного стану амортизаторів, від 100% до 0% приймемо відносну різницю  $\chi$  потужностей, які створюються силами опору амортизатора.

Відносну різницю  $\chi$  сумарних потужностей опору пред'явленого амортизатора та амортизатора, що має 100% працездатність, визначимо за формулою:

$$\chi = \frac{\left[ \frac{|N_{cm} - N_{cmj}|}{N_{cm}} + \frac{|N_{від} - N_{відj}|}{N_{від}} \right]}{2} \cdot 100\% \quad (2.14)$$

де:  $N_{cmj}$  - потужність, створювана силою опору пред'явленого амортизатора під час стиснення [Вт];

$N_{cm}$  - потужність, створювана силою опору амортизатора, яка має 100% працездатність під час стиснення [Вт];

$N_{відj}$  - потужність, створювана силою опору пред'явленою до амортизатора під час відбою [Вт];

$N_{від}$  - потужність, створювана силою опору амортизатора, має 100% працездатність, під час відбою [Вт].

Рівняння (2.52) показує, що за зміни працездатності амортизатора від 100% працездатного до абсолютно непрацездатного, показник  $\chi$  прийматиме значення від 100% до 0%. Це дозволяє встановити десятибальну шкалу рівнів працездатності контрольованих амортизаторів.

Технічний стан 100% працездатного амортизатора приймемо рівним 10 балам. Тоді шкала рівнів працездатності амортизаторів відповідатиме наступним діапазнам значень показника  $\chi$ :

Діапазон  $100\% > \chi \geq 90\%$ , відповідає рівню 10 балів;

Діапазон  $90\% > \chi \geq 80\%$ , відповідає рівню 9 балів;

Діапазон  $80\% > \chi \geq 70\%$ , відповідає рівню 8 балів;

Діапазон  $70\% > \chi \geq 60\%$ , відповідає рівню 7 балів;

Діапазон  $60\% > \chi \geq 50\%$ , відповідає рівню 6-ти балів;

Діапазон  $50\% > \chi \geq 40\%$ , відповідає рівню 5 балів;

Діапазон  $40\% > \chi \geq 30\%$ , відповідає рівню 4 балів;

Діапазон  $30\% > \chi \geq 20\%$ , відповідає рівню 3 балів;

Діапазон  $20\% > \chi \geq 10\%$ , відповідає рівню 2 балів;

Діапазон  $10\% > \chi \geq 0\%$ , відповідає рівню 1 балу.

Повністю непрацездатним вважатимемо стан амортизатора в діапазоні зміни відносної різниці потужностей від 10% до 0%.

### 2.4.2.2 Обґрунтування критеріїв стійкості ТЗ, які враховують вплив рівня працездатності амортизаторів

Здатність ТЗ зберігати заданий напрямок рух у процесі коливання непідресорених мас і дії бічної сили, можна оцінювати за допомогою показників, які характеризують відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху, який викликаний порушенням контакту коліс з опорною поверхнею дороги в результаті коливання непідресорених мас.

Відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху може бути кількісно оцінено кутами відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої та задньої осей, а також їх алгебраїчної суми.

Встановимо параметр  $\gamma_1$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої осі.

Встановимо параметр  $\gamma_2$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс задньої осі.

Встановимо параметр  $\Delta\gamma$  алгебраїчну суму кутів  $\gamma_1$  та  $\gamma_2$ :

$$\Delta\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 \quad (2.15)$$

На схемі (рис. 2.12) представлені кути відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку руху при переїзді передніми та задніми колесами ТЗ одиничної нерівності (нерівність показана в центрі).

Кут  $\gamma_1$  характеризує здатність шин передніх коліс створювати бічні реакції при їх коливаннях та забезпечувати стійкість руху ТЗ. Чим вищий рівень працездатності амортизаторів передньої осі, тим краще зчеплення шин передніх коліс з дорогою, тим краща стійкість ТЗ.

Кут  $\gamma_2$  характеризує здатність шин задніх коліс створювати бічні реакції при їх коливаннях та забезпечувати стійкість руху ТЗ. Чим вищий рівень

працездатності амортизаторів задньої осі, тим краще зчеплення шин задніх коліс з дорогою, тим краща стійкість ТЗ.

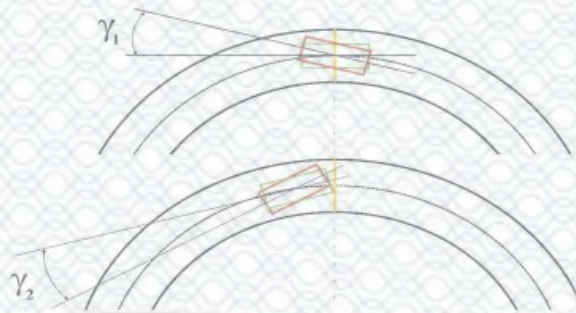


Рисунок 2.7 - Схема відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку руху при переїзді передніх та задніх коліс через одиничну нерівність

Алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  кутів відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку надає інформацію про повертаємість ТЗ. Якщо в результаті переїзду транспортного засобу через одиничну нерівність алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  буде більшою за нуль ( $\Delta\gamma > 0$ ), то такий ТЗ має надмірну повертаємість.

Якщо в результаті переїзду транспортного засобу через одиничну нерівність алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  буде меншою за нуль ( $\Delta\gamma < 0$ ), то такий ТЗ має недостатню повертаємість.

Якщо в результаті переїзду транспортного засобу через одиничну нерівність алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  дорівнюватиме нулю ( $\Delta\gamma = 0$ ), то такий ТЗ має нейтральну повертаємість.

Для визначення одного з можливих станів працездатності амортизаторів пред'явленого ТЗ, на основі діагностичних параметрів стійкості (кутів  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  та їх суми  $\Delta\gamma$ ) необхідні їх нормативні значення.

Якщо внаслідок переїзду транспортного засобу через одиничну нерівність алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  буде меншою за нуль ( $\Delta\gamma < 0$ ), то такий ТЗ має недостатню повертаємість.

Якщо внаслідок переїзду транспортного засобу через одиничну нерівність алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  дорівнюватиме нулю ( $\Delta\gamma = 0$ ), то такий ТЗ має нейтральну повертаємість.

Для визначення одного з можливих станів працездатності амортизаторів пред'явленого ТЗ, на основі діагностичних параметрів стійкості (кутів  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  та їх суми  $\Delta\gamma$ ) необхідні їх нормативні значення.

## 2.5 Висновки до розділу 2

1. Розроблено структурну схему системи «Підресорена маса - Амортизатори - Непідресорені маси - Шини - Одинична нерівність», яка дозволяє виконувати аналіз взаємозв'язків між параметрами технічного стану амортизаторів та кінематичними параметрами руху ТЗ під дією бічної сили та переїзду одиничної нерівності.

2. Математична модель дозволяє виконувати аналітичні дослідження процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності, розраховувати параметри, які характеризують стабільність плям контакту еластичних шин з опорною поверхнею і зміну траєкторії транспортного засобу, з урахуванням динаміки просторового руху, кутових і поперечних коливань, вертикальних коливань непідресорених мас, функціональних характеристик амортизаторів, сил опору пружних елементів підвіски, стаціонарних характеристик шин по відведенні та профілю одиничної нерівності.

3. Розроблений математичний апарат дозволяє виконувати дослідження, спрямовані на обґрунтування тестових режимів та діагностичних параметрів, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на стійкість руху ТЗ під дією бічної сили та переїзду одиничної нерівності;

4. Теоретично обґрунтовано режими та параметри тестових впливів на діагностований ТЗ у процесі реалізації дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів на основі показників стійкості ТЗ;

5. Теоретично обґрунтовано критерії стійкості ТЗ у процесі його руху під дією бічної сили та переїзду колесами одиничної нерівності, які враховують вплив рівня працездатності амортизаторів:

- Кут  $\gamma_1$  характеризує здатність шин передніх коліс створювати бічні реакції при їх коливаннях та забезпечувати стійкість руху ТЗ;
- Кут  $\gamma_2$  характеризує здатність шин задніх коліс створювати бічні реакції при їх коливаннях, тим самим забезпечуватиме стійкість руху ТЗ;
- Алгебраїчна сума  $\Delta\gamma$  кутів відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку надає інформацію про повертаємість ТЗ.

б. Теоретично обґрунтовано можливість розробки дорожнього методу контролю стійкості ТЗ в умовах експлуатації при зміні технічного стану амортизаторів, на основі вимірювання та аналізу кінематичних параметрів його руху під дією бічної сили та переїзду одиничної нерівності.



## РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1 Методика експериментального дослідження робочих характеристик амортизаторів при зміні їх технічного стану

Амортизатор є елементом демпфування підвіски і виконує функцію гасіння коливань підресорених та невідресорених мас. Рішення поставленого в роботі завдання не мислимо без визначення ступеня працездатності амортизаторів.

Найбільш відомі способи визначення технічного стану амортизаторів передбачають використовувати такі залежності:

- сили  $F_D$  опору, які створюються амортизатором від відстані, яку проходить його поршень при стисканні та відбої  $S_A$ :

$$F_D = f(S_A) \quad (3.1)$$

- сили  $F_D$  опору, які створюються амортизатором від швидкості  $V_A$  переміщення його поршня під час стиснення та відбою:

$$F_D = f(V_A) \quad (3.2)$$

Аналіз методів контролю працездатності амортизаторів проведений у першому розділі, дозволяє дійти невтішного висновку у тому, що отримання даних залежностей прийнято проводити випробування демонтованого з ТЗ амортизатора на спеціальних стендах.

У разі експлуатації використання цього методу утруднено тим, що отримані під час випробування характеристики амортизаторів необхідно порівнювати зі своїми нормативними значеннями. Але це не завжди є можливим.

В умовах експлуатації ТЗ, для виявлення функціональних залежностей, які відображають вплив технічного стану амортизаторів на стійкість руху ТЗ, необхідно проводити дослідження абсолютно нових, повністю справних амортизаторів, амортизаторів, які були в експлуатації, але не втратили свою працездатність і амортизаторів, які втратили свою працездатність.

Для оцінки технічного стану амортизаторів, які знаходяться в експлуатації, була розроблена методика їх експериментального дослідження з визначенням функціональних залежностей сили опору  $F_d$  амортизатора від швидкості переміщення його поршня  $V_A$ .

Дана методика дозволяє проводити аналіз процесів зміни характеристик амортизаторів за зміни їх технічного стану в умовах експлуатації.

Підготовчі операції.

Перед проведенням дослідження спрямованого на отримання робочих характеристик амортизаторів необхідно підготувати устаткування й випробувані амортизатори.

Підготовка обладнання для проведення експериментальних досліджень амортизатора включає:

1. Візуальний огляд стенду з метою виявлення сторонніх предметів, які перешкоджають руху його робочих органів;
2. Увімкнення систем вимірювання стенду та прогрів їх.

Підготовка амортизатора до проведення експериментальних досліджень містить такі пункти:

1. Видалення забруднень з корпусу амортизатора;
2. Візуальний огляд амортизатора для виявлення механічних ушкоджень.

Експериментальне дослідження амортизатора неможливе при пошкодженні корпусу робочого циліндра у вигляді вм'ятин та отворів, вигин та заклинювання штока;



3. Встановіть амортизатор на стенд.

Завдання тестових режимів на випробуваний амортизатор.

Режим тестового впливу на випробуваний амортизатор, визначення його робочої характеристики, визначається дорожніми умовами експериментального дослідження процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності.

Для цих умов оптимальний режим тестового впливу на випробуваний амортизатор за швидкістю переміщення поршня знаходиться в діапазоні від 0 до 0,6 м/с, а по відстані, яку проходить його поршень при стисненні і відбої - становить  $\pm 0,025 \div 0,030$  м, тобто вгору та вниз від середнього становища.

Для запобігання впливу зміни температури робочої рідини амортизатора на результати дослідження час його безперервної роботи  $t$  обмежений величиною 15 секунд. Температури навколишнього середовища  $t_{нс}$  і амортизатора повинні бути не нижчі  $15^{\circ}\text{C}$  не вище  $25^{\circ}\text{C}$ .

Вимірювання параметрів робочого процесу амортизатора

Експериментальне дослідження з метою отримання робочих характеристик амортизаторів передбачає безперервне вимірювання контрольованих параметрів протягом кількох циклів їх роботи на стиснення та відбій. У нашому випадку цими параметрами є:

1. Сила опору амортизатора на ході стиснення  $F_{Дст}$  та відбою  $F_{Двід}$  при переміщенні поршня з певною швидкістю  $V_A$ , значення якої знаходиться в заданому діапазоні;

2. Переміщення поршня амортизатора  $S_A$  від середнього положення на відстань, визначену режимом тестового впливу.

Обробка результатів вимірювань вихідних параметрів функціонування амортизаторів.

Коректність результатів виконуваних вимірювань великою мірою залежить від якості сигналу. Заходи, спрямовані на покращення якості сигналу передбачають:

1. Зниження перешкод і шумів, які впливають на якість вихідних сигналів до мінімально можливих;

2. Посилення вихідних сигналів;
3. Виділення на осцилограмі областей, які характеризують роботу амортизатора під час стиснення та відбою.

Обробка сигналів, які від системи вимірювання динамометричного стенду, проводиться на програмному рівні. Швидкість переміщення поршня знаходиться шляхом диференціювання, пройденої ним відстані за одиницю часу.

Побудова графіків залежності сили опору амортизатора від швидкості переміщення його поршня

Графік функціональної залежності (рис 3.1) сили опору амортизаторів від швидкості переміщення поршня є безперервною, шматково-лінійною функцією. У координатній площині осі абсцис відкладені значення швидкості переміщення поршня амортизатора, а по осі ординат сила опору амортизатора. Негативне значення швидкості переміщення поршня вказують на роботу амортизатора в режимі відбою. Позитивне значення – на режим стиснення.

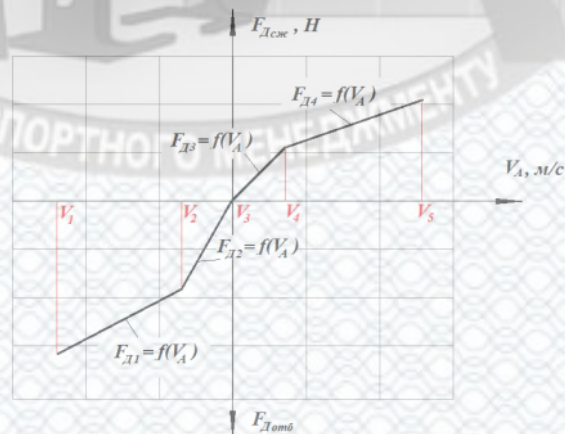


Рисунок 3.1 - Графік залежності сили опору амортизаторів від швидкості переміщення поршня

Послідовність побудови графіків в середовищі Microsoft Excel:

1. Занести результати вимірювань у таблицю Microsoft Excel – швидкості переміщення поршня та сили опору амортизатора;
2. Побудувати графіки залежності сили опору амортизатора від швидкості переміщення поршня;

3. Отриманий графік розбити на чотири функціональні ділянки, кожна з яких апроксимувати лінійними рівняннями з максимально можливим рівнем достовірності апроксимації  $R_2$ ;

4. Отримані рівняння апроксимації, записати у вигляді безперервної шматково-лінійної функції виду:

$$F_D = \begin{cases} F_{D1}(V_A), V_1 \leq V_A < V_2 \\ F_{D2}(V_A), V_2 \leq V_A < V_3 \\ F_{D3}(V_A), V_3 \leq V_A < V_4 \\ F_{D4}(V_A), V_4 \leq V_A < V_5 \end{cases} \quad (3.3)$$

Отриману функціональну залежність (3.8) можна використовувати для математичного опису динаміки роботи підресореної та невідресореної мас у процесі переїзду коліс ТЗ через одиничну нерівність.

Визначення рівня працездатності амортизатора.

Для визначення рівня працездатності амортизатора в умовах експлуатації науково обґрунтовано таку методику:

1. Визначити робочу характеристику амортизатора як функціональної залежності сили опору повністю працездатного амортизатора від швидкості переміщення його поршня як безперервної кусочно-лінійної функції (3.5);

2. Проінтегрувати апроксимуючі рівняння сили, яка створюється повністю працездатним амортизатором на кожній ділянці його роботи під час стиснення за швидкістю та підсумувати результати. Сумарна потужність опору (3.6) створювана амортизатором у заданому діапазоні швидкостей при його стисканні

$N_{cm}$ :

$$N_{cm} = \int_{V_3}^{V_4} F_{D3}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_4}^{V_5} F_{D4}(V_A) \cdot dV_A \quad (3.4)$$

Проінтегрувати кожне рівняння відповідного режиму роботи амортизатора під час відбою за швидкістю і підсумовувати результати, знайдемо сумарну потужність опору (3.7), створюваного амортизатором при відбої  $N_{від}$  у заданому діапазоні швидкостей:

$$N_{від} = \int_{V_1}^{V_2} F_{д1}(V_A) \cdot dV_A + \int_{V_2}^{V_3} F_{д2}(V_A) \cdot dV_A \quad (3.5)$$

4. Повторити дії від пункту 1 до пункту 3 для амортизаторів, які мають обмежену працездатність, які були в експлуатації. Визначити значення сумарних потужностей опору, створюваного досліджуваним амортизатором при його стисканні  $N_{стисцj}$ , та відбою  $N_{відj}$ ;

5. Відносну різницю  $\chi$  сумарних потужностей опору пред'явленого амортизатора та амортизатора, що має 100% працездатність, визначимо за формулою:

$$\chi = \frac{\left[ \frac{|N_{ст} - N_{стj}|}{N_{ст}} + \frac{|N_{від} - N_{відj}|}{N_{від}} \right]}{2} \cdot 100\% \quad (3.6)$$

де:  $N_{стj}$  - сумарна потужність опору, створюваного досліджуваним амортизатором під час стиснення;

$N_{ст}$  - потужність опору, створюваного повністю працездатним амортизатором, під час стиснення;

$N_{відj}$  - потужність, створювана силою опору, створюваного досліджуваним амортизатором під час стиснення;

$N_{від}$  - потужність опору, створюваного повністю працездатним амортизатором, під час відбою.

Вираз (3.8) дозволяє оцінювати рівень працездатності досліджуваного амортизатора. При зміні працездатності амортизатора від 100% працездатного

до абсолютно непрацездатного, показник  $\chi$  прийматиме значення від 100% до 0%.

### 3.1.2. Обґрунтування вимог до тестового впливу на випробуваний амортизатор

Вибір режиму тестового впливу на амортизатор, значною мірою визначає коректність визначення його працездатності.

Тестовий режим для визначення робочої характеристики амортизатора полягає:

- в оптимізації частоти обертання двигуна, яка забезпечує оптимальну швидкість переміщення поршня досліджуваного амортизатора  $V_A$ ;
- в оптимізації параметрів кривошипно-шатунного механізму для завдання необхідного діапазону переміщення поршня амортизатора  $S_A$  та підведення до випробуваного амортизатора достатньої зусилля та потужності для подолання його опору;

У нашому випадку параметри тестового режиму впливу на випробувані амортизатори в стендових умовах повинні бути узгоджені з режимами їх роботи при дорожніх дослідженнях стійкості ТЗ, описаних в п. 3.1 цього розділу.

### 3.1.3 Обґрунтування вимог до обладнання та систем вимірювання параметрів піддослідних амортизаторів

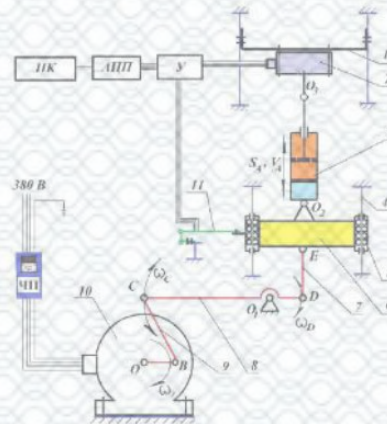
Реалізація розробленої методики можлива лише з урахуванням використання устаткування. Це обладнання повинно мати можливість створювати обґрунтовані режими тестового впливу на випробуваний амортизатор та задовольняти низку вимог:

1. Переміщати поршень амортизатора, який випробовується, зі швидкостями, заданими режимом тестового впливу;

2. Мати систему, яка забезпечує регулювання швидкості обертання ротора електродвигуна;
3. Рама стенду повинна витримувати динамічні навантаження, які розвиваються амортизатором у десятикратному розмірі;
4. Мати пристосування, яке забезпечує швидке та надійне кріплення амортизатора до стенду;
5. На стенді повинні бути системи вимірювання сили опору амортизатора та переміщення поршня амортизатора;
6. Вимірювальні системи стенду повинні бути підключені до персонального комп'ютера із програмним забезпеченням для зберігання та обробки результатів експерименту.

### 3.1.4 Стенд для визначення робочих характеристик амортизаторів

Відповідно до вищевказаних вимог був спроектований та виготовлений стенд для визначення робочих характеристик амортизаторів. Функціональна схема стенду представлена на рисунку 3.2



1 – верхня опора; 2 – силовимірювальний датчик; 3 – випробуваний амортизатор; 4 – напрямний вал лінійного підшипника; 5 – лінійний підшипник; 6 – повзун; 7 – важіль; 8 – важіль силовий; 9 – шатун; 10 – електродвигун; 11 – датчик виміру переміщення поршня амортизатора.

Рисунок 3.2 - Функціональна схема стенду визначення характеристик автомобільних амортизаторів

Конструкція стенду включає силовий привід, який складається з електродвигуна 10 і системи важелів. Система важелів складається з шатуна 9 силового важеля 8 і важеля 7 які з'єднані між собою підшипниковими вузлами в точках  $C, D$ .

Шатун 9 з'єднаний з одного боку з кривошипом  $B$ , з іншого боку з силовим важелем 8. Силовий важіль 8 з'єднаний з важелем 7 і встановлений на підшипниковій опорі  $O_1$ . Важіль 7 служить для передачі зусилля від силового важеля 8 на повзун 6 і для компенсації зміщення точки  $D$  важеля від лінії напрямку переміщення повзуна 6 на підшипниках 5 по напрямних валах 4. Силовий важіль встановлений на опорах таким чином, щоб відстань  $O_1C = 5O_1D$ .

Для регулювання чистоти обертання ротора двигуна 10 і швидкості переміщення поршня амортизатора 3, електродвигун підключений до мережі  $U_c=380\text{В}$  через частотний перетворювач ЧП.

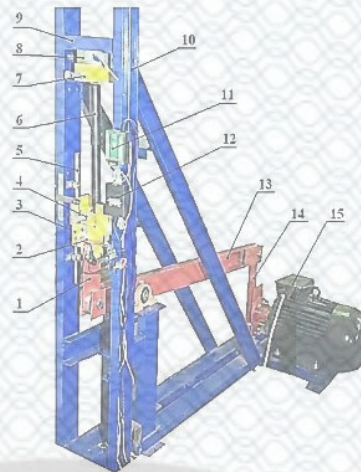
Випробуваний амортизатор 3 нижньою частиною кріпиться на опорі  $O_2$ , встановленої на повзуні 6, з іншого боку пов'язаний із силовимірювальним датчиком 2 через опору  $O_3$  (рис.3.12).

Силовимірювальний датчик 2 встановлений на верхній опорі 1, переміщуючи яку вниз або верх, можна виставляти поршень амортизатора 3 в середнє положення (рис.3.2).

Принцип роботи стенду ось у чому. Пуск двигуна 10 із заданою частотою обертання його ротора забезпечується за допомогою частотного перетворювача ЧП, повзун 6 сприймає зусилля через систему важелів 9, 8, 7 і переміщається напрямними 4 вгору-вниз. Разом з повзуном переміщається циліндр амортизатора 3 щодо його поршня, при цьому виникає сила опору  $F_d$ , яку шток амортизатора передає через опору  $O_3$  на силовимірювальний датчик 2.

Система вимірювання сили опору амортизатора, яка складається з датчика 2 і підсилювача, реєструє і передає сигнал на ПК через АЦП. Система вимірювання переміщення поршня амортизатора, яка складається з датчика 11 підсилювача сигналу, передає сигнал на ПК через АЦП.

Загальний вигляд стенду представлений на рисунку 3.3.



1-важіль; 2 – датчик вимірювання переміщення поршня амортизатора; 3 – повзун; 4 – нижня опора амортизатора з гвинтовими притисками; 5 – напрямний вал повзуна; 6 – амортизатор; 7 – верхня опора з амортизатора гвинтовими притисками; 8 – силловимірювальний датчик; 9 – верхня опора; 10 – рама стану; 11 - АЦП; 12 – підсилювач сигналів; 13 – важіль силовий; 14 – шатун; 15 – електродвигун.

Рисунок 3.3 - Стенд для дослідження робочих характеристик амортизаторів

### 3.1.5 Системи вимірювання, перетворення та реєстрації силових та кінематичних параметрів стану

Якісне проведення експерименту залежить від роботи якості та метрологічних характеристик систем, які вимірюють та реєструють силові та кінематичні параметри амортизаторів. У зв'язку з цим системам вимірювання було встановлено такі вимоги.

Система вимірювання сили опору амортизатора повинна вимірювати навантаження до  $\pm 4000$  Н під час роботи на розтяг та стиснення, а також мати наведену похибку не більше  $\pm 2\%$ .

Система вимірювання переміщення поршня амортизатора повинна вимірювати переміщення від 0 до  $\pm 0,03$  [м] в обидві сторони середнього положення поршня амортизатора, а також мати наведену похибку не більше  $\pm 2,5\%$ .

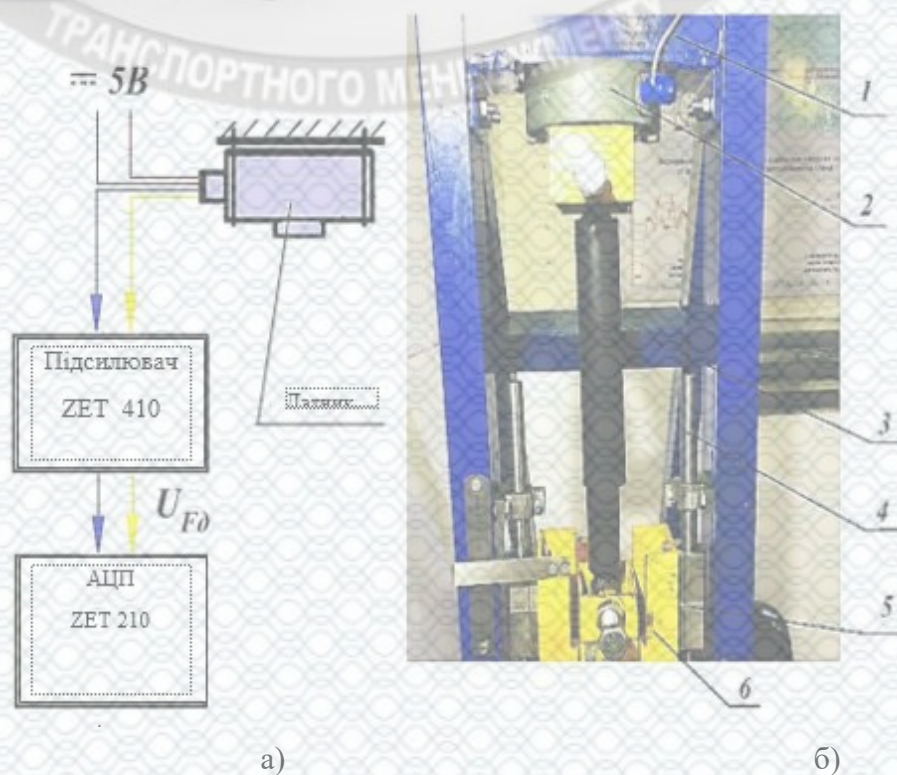


Дотримуючись вищевказаних вимог можна отримати достовірні та якісні характеристики та провести оцінку технічного стану амортизаторів.

3.1.5.1 Системи вимірювання сили опору амортизатора під час стиснення та перебігу відбою.

Система вимірювання сили опору амортизатора складається з силовимірювального тензометричного датчика ДСТ 9035, підсилювача сигналу ZET 410 та аналого-цифрового перетворювача ZET 210. Загальний вигляд системи вимірювання сили опору амортизатора, і її функціональна схема зображені на рисунку 3.4.

При тестовому впливі на амортизатор (рис. 3.4), повзун 6 на якому закріплений циліндр амортизатора 3 починає робити зворотно-поступальні руху. В результаті роботи амортизатора виникає сила опору стиснення  $F_{Дст}$  та відбою  $F_{Двід}$ .



а) - функціональна схема системи виміру сили; б) – загальний вигляд.

Рисунок 3.4 - Система виміру сили опору амортизатора

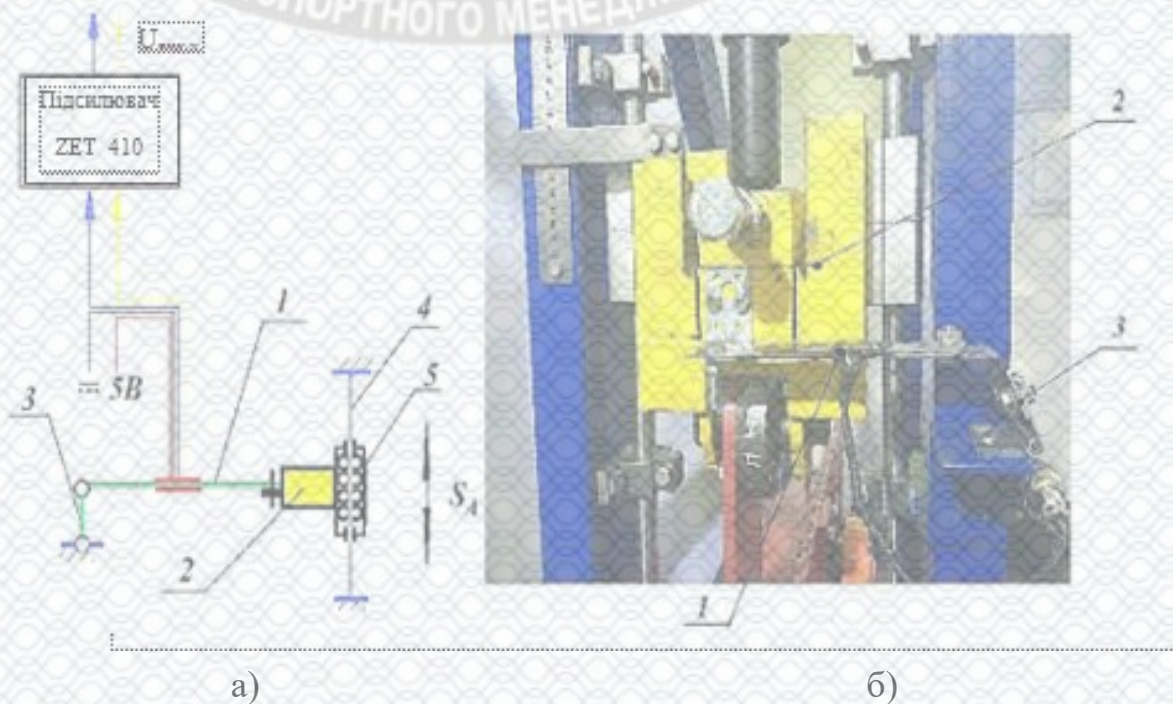
Тензорезистори  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  і  $R_4$  датчика 2, з'єднані в міст Уїтстона (схема представлена на рис 3.7), при силовому впливі змінюють свій опір, що призводить до розбалансу мосту.

Вихідний сигнал датчика передається на підсилювач, після чого посилений сигнал  $U_{вих.у}$  надходить на АЦП та персональний комп'ютер.

У нашому випадку застосовується АЦП ZET 210 із сумарною похибкою аналого-цифрового перетворення 0,01%

### 3.1.5.2 Система вимірювання переміщення поршня амортизатора

Система вимірювання переміщення поршня амортизатора включає тензометричний датчик балкового типу 1 (рис 3.5), який з'єднаний одним кінцем з повзуном, а іншим з рамою стенду за допомогою шарніра 3, операційний підсилювач сигналу вихідного датчика ZET 410. Загальний вигляд і функціональна схема системи вимірювання переміщення поршня амортизатора представлені на рисунку 3.5.



а) функціональна схема системи; б) - загальний вигляд.

Рисунок 3.5 - Система виміру переміщення поршня амортизатора

Тензометричний датчик 1 виконаний з пластини листового металу ресорно-пружинної сталі товщиною 0,8 мм. На пластині по обидва боки наклеєні тензорезистори (по 2 шт. на кожну сторону) і з'єднані між собою в тензометричний міст Уїтстона. З одного кінця датчика прикріплений рухомий шарнір 3, а з іншого зроблено технологічний отвір для з'єднання датчика з повзуном.

При згинанні пластини відбувається зміна опору тензорезисторів. Для отримання оптимальної величини напруги вихідного сигналу використовується підсилювач ZET 410.

Система вимірювання працює в такий спосіб (див. рис. 3.5). При тестовому впливі на амортизатор, повзун 2 переміщається на підшипниках 5 по напрямних 4, роблячи зворотно-поступальні рухи. Він рухає циліндр амортизатора. При цьому пластина датчика, запитаного постійною напругою +5, починає згинатися. В результаті опір тензорезисторів починає змінюватися, змінюючи струм вихідного сигналу тензометричного мосту (див. рис. 3.7). Сигнал надходить на підсилювач і далі через АЦП в комп'ютер.

3.1.6 Методика тарування систем вимірювання, перетворення та реєстрації силових та кінематичних параметрів випробуваних амортизаторів

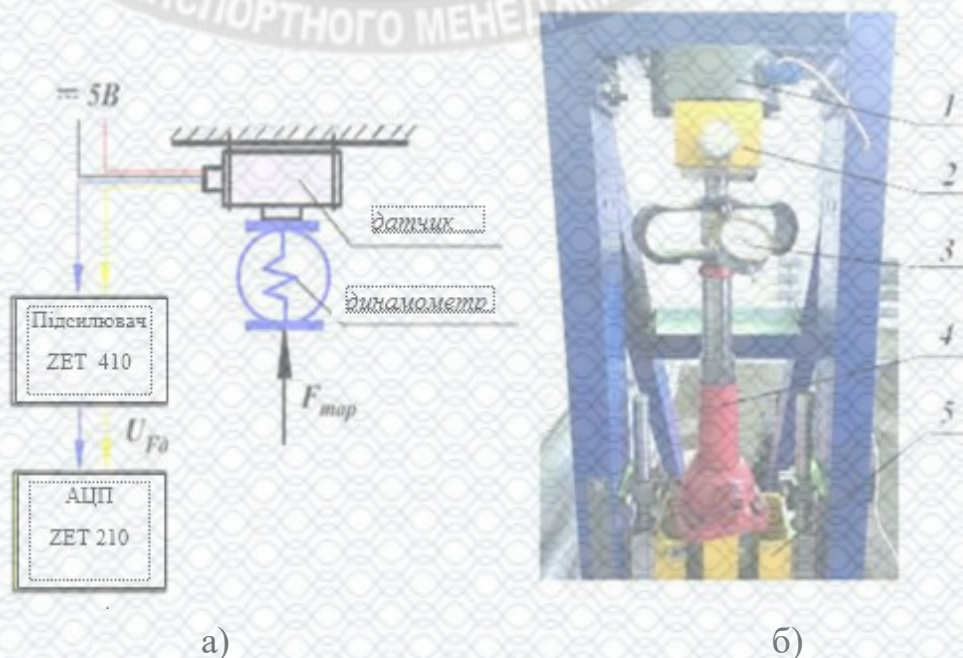
Тарування систем вимірювання стенду складається з визначення функціональних залежностей між:

- силою опору амортизатора  $F_D$  та напругою на виході системи вимірювання  $U_{FD}$ ;
- переміщенням поршня амортизатора  $S_A$  та напругою на виході системи вимірювання  $U_{SA}$ ;

3.1.6.1 Методика тарування системи вимірювання сили опору амортизатора

Для отримання тарувальних залежностей між вимірюваною силою опору амортизатора  $F_{Дст}$ , яка діє на стиск і напруженням на виходах системи вимірювання, визначено наступний порядок дій (див. рис. 3.6):

1. Зафіксувати повзун 5 переміщення;
2. Прикріпити спеціальний упор 2 до датчика 1;
3. Встановити гвинтовий домкрат 4 на повзун 5 і помістити на нього динамометр Токаря 3;
4. Включити та прогріти систему вимірювання сили;
5. Запустити на комп'ютері програму Zetlab та розпочати запис сигналу датчика вимірювання сили;
6. За допомогою домкрата 4 дискретно навантажувати датчик системи вимірювання сили від 0 до 4000 Н з кроком 500 Н;
7. Після досягнення граничного навантаження зробити розвантаження датчика дискретно, з тим самим кроком;
8. Зберегти результати на жорсткому диску комп'ютера;
9. Прибрати динамометр 3 та домкрат 4



а) – функціональна схема; б) – загальний вигляд

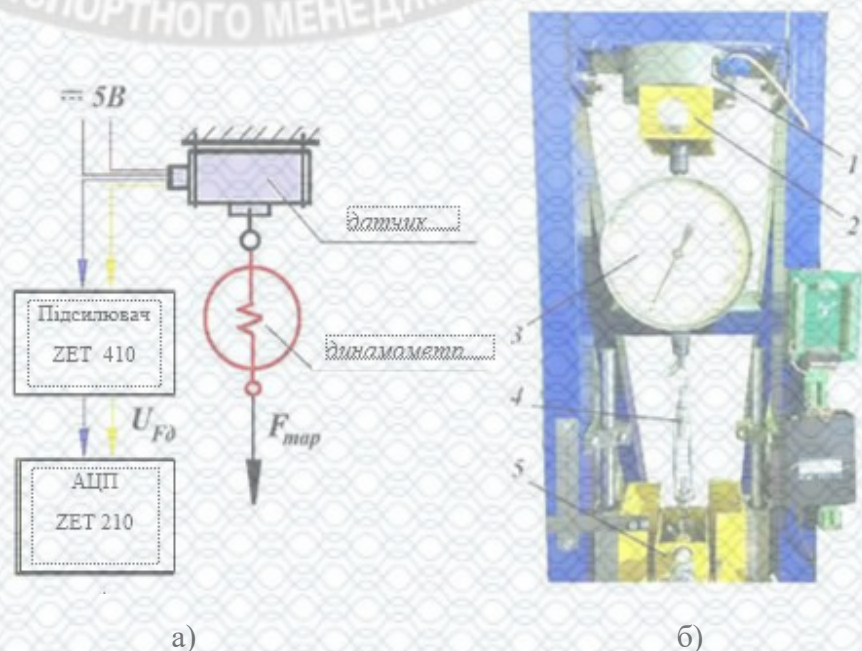
Рисунок 3.6 - Тарування системи вимірювання сили опору амортизатора на стиск

Для встановлення функціональної залежності сили опору амортизатора ФДвід, яка діє на відбій від напруження вихідного сигналу, тарування системи вимірювання виконують у наступній послідовності (див. рис. 3.7):

1. З'єднати динамометр Токаря 3 з одного боку з упором 2, а з іншого боку з одним із кінців стяжки (талрепа) 4. Талреп 4 іншим кінцем з'єднати з повзуном 5;
2. За допомогою талрепа 4 навантаження датчика системи вимірювання сили 1 від 0 до 4000 Н з кроком 500 Н;
3. При досягненні максимального навантаження 4000 Н, розвантажити датчик до 0 Н з кроком рівним кроку при навантаженні;
4. Зберегти результати на жорсткому диску комп'ютера
5. Демонтувати динамометр Токаря, упор та талреп;
6. Прибрати фіксатор повзуна.

Отримані результати вимірювань на відбій та стиск занести до таблиці 3.1.

Значення показань динамометра під час тарування на відбій записувати зі знаком «-».



а) – функціональна схема; б) – загальний вигляд

Рисунок 3.7 - Тарування системи вимірювання сили опору амортизатора на відбій

Таблиця 3.1 - Результати тарування системи вимірювання сил опору амортизатора

<i>Режим навантаження системи на стиск</i>									
$F_{тар}(H)$	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
$U_{F0}(mB)$	-71,8	108,1	256,6	430,8	605	786,4	972,2	1132,0	1304,8
<i>Режим розвантаження системи на стиск</i>									
$F_{тар}(H)$	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1000	500	0
$U_{F0}(mB)$	1304,8	1150,6	974,8	808,7	617,1	443,1	263,2	100,8	-71,9
<i>Режим навантаження системи на відбій</i>									
$F_{тар}(H)$	0	-500	-1000	-1500	-2000	-2500	-3000	-3500	-4000
$U_{F0}(mB)$	-71,8	-244,4	-417	-589,6	-762,2	-934,8	-1107,4	-1280	-1452
<i>Режим розвантаження системи на відбій</i>									
$F_{тар}(кГс)$	-4000	-3500	-3000	-2500	-2000	-1500	-1000	-500	0
$U_{F0}(mB)$	-1452,6	-1282	-1111,4	-940,8	-770,2	-599,6	-429	-258,4	-71,9

За результатами тарування в середовищі «Microsoft Excel» було створено масив даних та побудовано тарувальні графіки для системи вимірювання сили опору амортизатора (рис. 3.8).

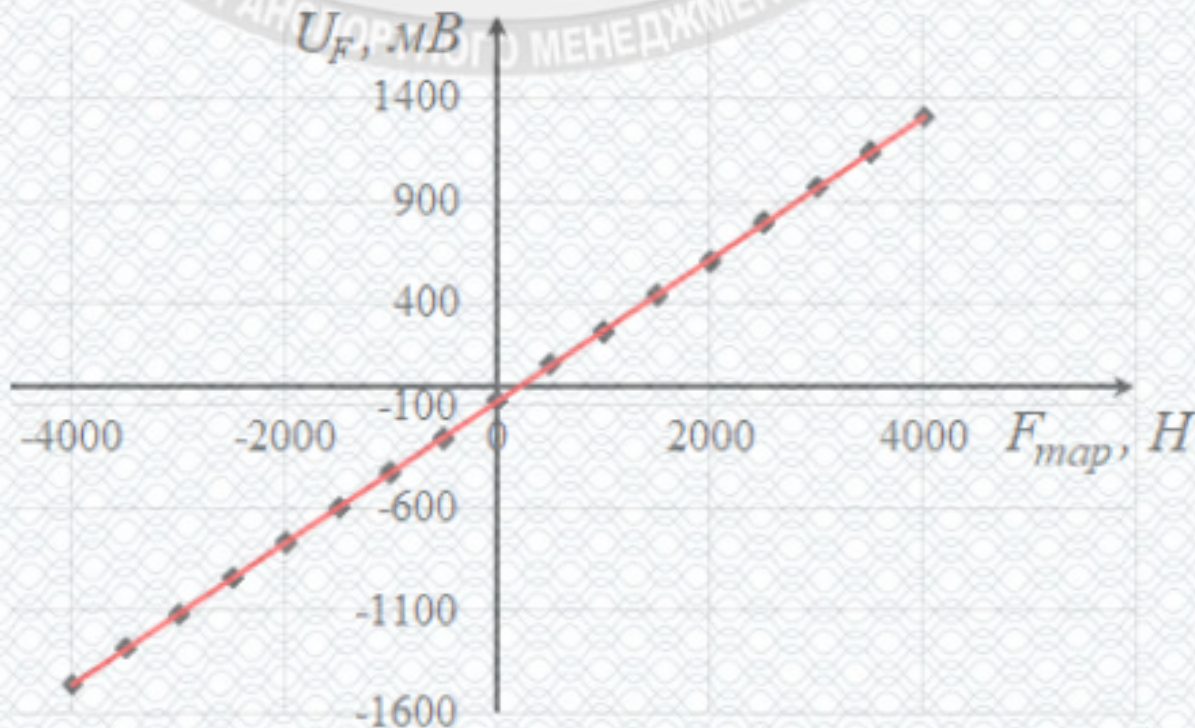


Рисунок 3.8 - Графік тарування системи вимірювання сил опору амортизатора, побудований в середовищі Microsoft Excel

Апроксимувавши отриманий тарувальний графік, отримано лінійне рівняння залежності навантаження на силовимірювальний датчик  $F_{тар}$  від величини вихідного напруження системи вимірювання:

$$F_{тар} = -2,8918 \cdot U_{F0} - 213,707 \quad (3.7)$$

де:  $F_{тар}$  - навантаження на силовимірювальний датчик;

$U_F$  – величина вихідної напруги системи виміру, мВ.

При цьому коефіцієнт достовірності апроксимації  $R_2$  склав  $R_2=0,9972$

Відносна похибка вимірювання сили опору амортизатора набуває значення  $\delta = \pm 1,5\%$ , що відповідає вимогам до даної системи вимірювання.

### 3.1.6.2 Методика тарування системи вимірювання переміщення поршня амортизатора

Для одержання тарувальних залежностей між вимірюваним переміщенням поршня амортизатора  $S_A$  та напругою на виході системи вимірювання визначено наступний порядок дій (див. рис. 3.9):



Рисунок 3.9 - Тарування системи вимірювання переміщення поршня амортизатора

1. Від'єднати повзун від важеля;
2. З'єднати верхню опору та повзун стяжкою 1 (талрепом);
3. Виставити повзун у положення, яке відповідає середньому положенню поршня амортизатора значення 0 м за шкалою лінійки 2;
4. Включити та прогріти електронні системи вимірювання силових та кінематичних параметрів;
5. Запустити на комп'ютері програму Zetlab та розпочати запис сигналу з датчика вимірювання переміщення поршня амортизатора 3;
6. Закручуючи талреп 1, переміщати повзун вгору до 0,03 м з кроком 0,005 м;
7. На позначці 0,03 м переміщати повзун вниз з кроком до значення 0 м;
8. Пункти 6 і 7 виконати з переміщенням повзуна до позначки 0,03 м нижче за нуль і назад, до значення 0 м, з тим же кроком;
9. Зберегти результати на жорсткому диску комп'ютера;
10. Демонтувати талреп;
11. З'єднати важіль із повзуном стенда.

Отримані результати переміщень повзуна занести в таблицю 3.2, яке включає дані про переміщення повзуна вгору і вниз - це значення переміщення повзуна  $S_{\text{гал}}$ , м і значення напруги сигналу  $U_{\text{Sa}}$ , мВ. Значення показань за шкалою лінійки під час переміщення повзуна нижче 0 м записувати зі знаком «-».

Таблиця 3.2 - Результати тарування системи вимірювання переміщення поршня амортизатора

<b>Режим переміщення повзуна вгору від відмітки 0 м по шкалі лінійки до відмітки 0,03 м</b>							
Стар(м)	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03
USa(мВ)	1166,6	1256,9	1349	1439,1	1525,1	1601,25	1696,4
<b>Режим переміщення повзуна вниз від відмітки 0,03 м по шкалі лінійки до відмітки 0 м</b>							
Стар(м)	0,03	0,025	0,02	0,015	0,01	0,005	0
USa(мВ)	1696,4	1600	1517,2	1435	1340,9	1251,4	1162,1
<b>Режим переміщення повзуна вгору від відмітки 0 м по шкалі лінійки до відмітки -0,03 м</b>							
Стар(м)	0	-0,005	-0,01	-0,015	-0,02	-0,025	-0,03
USa(мВ)	1162,1	1059,7	968,6	870,1	776,8	672,1	579,36
<b>Режим переміщення повзуна вниз від відмітки -0,03 м по шкалі лінійки до відмітки 0 м</b>							



$S_{тар}(м)$	-0,03	-0,025	-0,02	-0,015	-0,01	-0,005	-0
$U_{Sa}(мВ)$	579,36	683,4	782,8	879,5	975	1073,3	1166,5

За результатами тарування системи вимірювання переміщення поршня амортизатора був створений масив даних і побудований графік тарування в середовищі «Microsoft Excel», представлений на рис.3.10.

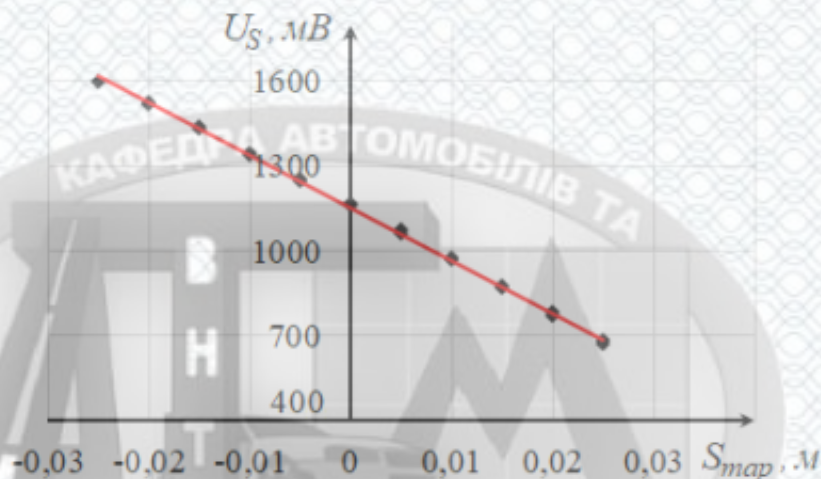


Рисунок 3.10 - Графік тарування системи вимірювання переміщення поршня амортизатора

Апроксимації отриманого графіку тарування дозволила отримати лінійне рівняння виду:

$$S_A = -0,0000536 \cdot U_{Sa} + 0,061 \quad (3.8)$$

Отримане рівняння апроксимує результати тарування системи вимірювання з коефіцієнтом достовірності апроксимації:  $R_2=0,999$ . Відносна похибка системи вимірювання переміщень поршня амортизатора не перевищує  $\delta=\pm 2,5$ , що є прийнятним для дослідження робочих характеристик амортизаторів.

### 3.2 Методика планування експериментальних досліджень

Великий вплив на фактичні значення вимірюваних параметрів під час проведення експериментальних досліджень стійкості керованого руху ТЗ, а отже і на кінцевий результат, надають випадкові фактори. До випадкових факторів, під час проведення дорожніх випробувань відносяться: погодні умови (температура та вологість повітря, вітер), профіль та шорсткість опорної поверхні майданчика для проведення експериментів, людський фактор (дотримання швидкісного режиму руху ТЗ та точність слідування заданої траєкторії).

При проведенні стендових випробувань це перешкоди в системах енергозабезпечення, наведення та збої в роботі вимірювальної апаратури.

Одним з можливих шляхів зниження ступеня впливу випадкових факторів є збільшення кількості проведених експериментів. Але, водночас, зі збільшенням кількості спостережень збільшуються тимчасові та матеріальні витрати на експериментальні дослідження.

Для визначення необхідної кількості дорожніх експериментів, та отримання достовірних значень досліджуваних параметрів, що характеризують зміну траєкторії руху ТЗ, можна скористатися встановленими залежностями, задавшись значенням надійності  $N_n$  та відносної помилки експерименту  $\Delta_{\text{ош}}$ , взятої, у частках від стандарту  $\sigma$ .

Однак збільшення кількості експериментів це не найвигідніший спосіб підвищення надійності вимірів. Альтернативним способом досягнення необхідного ступеня надійності є збільшення точності вимірювальних систем та обладнання. При цьому слід враховувати, що дослідження, спрямовані на підвищення активної безпеки ТЗ, вимагають більшої надійності для вимірювань та підвищеної точності вимірювальних систем. У цьому дослідженні значення надійності, необхідне визначення закономірностей і значень величин, які впливають активну безпеку ТЗ, прийнято рівним 0,9.

Необхідно визначити мінімальне число  $n$  дорожніх випробувань ТЗ або стендових випробувань його систем, що забезпечує необхідну точність експерименту  $t$ . Для кожного випробування ставилося середньоквадратичне

відхилення  $\varepsilon$  і перевірялося припущення про те, що параметри, які спостерігаються, не перевищують деяку обрану точність.

$$\delta_m \geq \varepsilon \quad (3.9)$$

Задана точність визначалася за формулою:

$$\delta_m = \beta \cdot \bar{x}, \quad (3.10)$$

де  $\beta = 0,05$  – коефіцієнт, який враховує частку похибки відносного середнього значення вимірюваного в процесі експерименту параметра  $\bar{x}$ .

Середнє значення вимірюваного параметра, своєю чергою, визначалося з виразу:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.11)$$

де  $\sum_{i=1}^n x_i$  – сума значень вимірюваного параметра при  $n$  вимірах;

$n$  – кількість вимірів.

Дисперсія виміряних експериментальних параметрів визначалася з виразу:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2, \quad (3.12)$$

Середньоквадратичне відхилення  $\varepsilon$  спостережуваних параметрів визначалося за формулою:

$$\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot t(\gamma, n-1) \cdot \sigma, \quad (3.13)$$

де  $\gamma$  – довірна ймовірність;

$t$  – коефіцієнт, який визначається за таблицями розподілу Стюдента (при  $\gamma = 0,95$  та малій кількості проведених випробувань  $n \leq 4$ ).

Визначення кількості необхідних (дослідів) у рамках даного експериментального дослідження згідно з даною методикою виконували в наступному порядку:

1. Проводили  $n$  (дослідів) експериментального дослідження;
2. Визначали статистичні параметри  $\delta_m, \bar{x}, \sigma, \varepsilon$ ;
3. Перевіряли виконання умови (3.9).

Якщо умова (3.9) не виконувалась, проводили додаткові (досліди) експериментального дослідження.

### 3.3 Методика оцінки адекватності математичної моделі

Точність аналітичних розрахунків вихідних параметрів об'єкта дослідження, виконаних з використанням математичного апарату, розробленого у другому розділі, встановлюється в процесі перевірки його адекватності.

Для цього виконується порівняння дисперсій параметрів, визначених аналітичним та експериментальними методами з використанням критеріїв F-розподілу Фішера:

$$F_p = \frac{S_{AD}^2}{S_B^2}; \quad (3.14)$$

де  $S_{AD}$  – дисперсія адекватності, яка визначає ступінь відмінності аналітичних результатів від експериментальних результатів;

$S_B$  – дисперсія параметрів досліджуваного процесу.

Дисперсія адекватності визначається по формулі:

$$S_{Ad}^2 = \frac{1}{N-k} \cdot \sum_{j=1}^N (x_j - x_j^p); \quad (3.15)$$

де  $N$  – кількість досліджуваних точок експериментальних характеристик;  
 $k$  – кількість коефіцієнтів, визначених в ході апроксимації розрахункової характеристики;

$x_j$  – значення досліджуваного параметра  $j$ -ої точки експерименту;

$x_{cp}$  – значення досліджуваного параметра  $j$ -ої точки моделі.

Дисперсія визначається з виразу:

$$S_B^2 = \frac{1}{N_B - 1} \cdot \sum_{i=1}^{N_B} (x_i - x_{cp})^2; \quad (3.16)$$

де:  $N_B$  – число виконаних експериментів, для визначення дисперсії;

$x_i$  – значення досліджуваного вихідного параметра, отримане при  $i$ -ому експерименті;

$x_{cp}$  – середнє значення параметра вихідної характеристики.

Середнє значення параметра вихідної характеристики  $x_{cp}$  визначали по формулі:

$$x_{cp} = \frac{1}{N_B} \cdot \sum_{i=1}^{N_B} x_i \quad (3.17)$$

Для порівняння критерію Фішера з табличними значеннями необхідно визначити кількість ступенів вільності  $f_1$  і  $f_2$ :

$$\begin{cases} f_1 = N_B - 1; \\ f_2 = N - k. \end{cases} \quad (3.18)$$

Встановлюючи для кожної точки характеристики рівень значимості 5%, визначають табличні значення критерію Фішера  $F(f_1; f_2; \%)$  по таблиці 3.3 і порівнюють з результатами розрахунку.

Таблиця 3.3 - Значення F-критерію Фішера для 5% рівня значимості

Кількість ступенів вільності $f_2$	Кількість ступенів вільності $f_1$							
	3	4	5	6	8	12	24	$\infty$
3	9,28	9,12	9,01	8,94	8,84	8,74	8,64	8,53
4	6,59	6,39	6,26	6,16	6,04	5,91	5,77	5,63
5	5,41	5,19	5,05	4,95	4,82	4,68	4,53	4,36
6	4,76	4,53	4,39	4,28	4,15	4,00	3,84	3,67
7	4,35	4,12	3,97	3,87	3,73	3,57	3,41	3,23
8	4,07	3,84	3,69	3,58	3,44	3,28	3,12	2,93
9	3,86	3,63	3,48	3,37	3,23	3,07	2,90	2,71
10	3,71	3,48	3,33	3,22	3,07	2,91	2,74	2,54

Для визнання математичної моделі адекватною, необхідно виконати умови:

$$F_p < F_{(f_1, f_2, \%)}. \quad (3.19)$$

Якщо нерівність (3.44) не виконується, то математична модель визнається неадекватною і підлягає доопрацюванню.

### 3.4 Висновки до розділу 3

У третьому розділі роботи представлені методики експериментальних досліджень, а також опис експериментального обладнання та вимірювальних систем, необхідних для контролю стійкості ТЗ в умовах експлуатації при зміні технічного стану амортизаторів, на основі вимірювання та аналізу кінематичних

параметрів його руху під дією бокової сили та переїзду одиничної нерівності. Наведено метрологічні характеристики систем виміру кінематичних параметрів руху ТЗ.

Аналіз результатів виконаної роботи дозволяє зробити такі висновки:

1. Розроблені, за участю автора, методики експериментального дослідження, дають можливість проводити дослідження стійкості ТЗ в умовах експлуатації при зміні технічного стану амортизаторів, на основі вимірювання та аналізу кінематичних параметрів його руху під дією бічної сили та переїзді одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану амортизаторів. Вони дозволяють отримувати експериментальні залежності кута повороту ТЗ щодо його вертикальної осі, а також швидкості зміни кута повороту ТЗ від заданого напрямку руху.

2. Здійснено обґрунтування до конструкції експериментального обладнання та до систем вимірювання вихідних параметрів досліджуваних процесів. Спроектоване та виготовлене за особистою участю автора обладнання дозволяє проводити експериментальне дослідження процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану амортизаторів.

3. Розроблено методики тарування систем вимірювань параметрів досліджуваного процесу, які дозволяють виявляти функціональні залежності між фізичними величинами та електричними сигналами вимірювальних систем, що обробляються АЦП та ЕОМ. Встановлено, що система виміру:

- кута повороту  $\gamma$  забезпечує діапазон вимірювання цього параметра від 0 до 180 градусів при відносній похибці  $\delta = \pm 1,6 \%$ ;

- переміщення підресорених мас щодо непідресорених мас  $\Delta z$  забезпечує діапазон вимірювання цього параметра від 0 м до 0,06 м при відносній похибці  $\delta = \pm 2,9 \%$ ;

- сила опору амортизатора  $F_D$  забезпечує діапазон виміру цього параметра від 0 Н до 5000 Н за відносної похибки  $\delta = \pm 1,5\%$ ;

- переміщення поршня амортизатора  $S_A$  забезпечує діапазон вимірювання цього параметра від 0 до 0,06 м при відносній похибці  $\delta = \pm 2,5 \%$ ;

- сили пружного опору підвіски  $F_{np}$ , вертикальної деформації  $\Delta z_n$ , забезпечує діапазон виміру цього параметра від 0 Н до 5000 Н за відносної похибки  $\delta = \pm 0,67 \%$ . (сили пружного опору підвіски  $F_{np}$  навантаженні, що діє у вертикальному напрямку);

- бічний реакції  $R_y$ , що діє від колеса на поверхню барабана, забезпечує діапазон вимірювання цього параметра від 0 Н до 5000 Н при відносній похибці  $\delta = \pm 2 \%$ ;

4. Розроблено методики та обладнання для експериментального дослідження робочих характеристик гідравлічних телескопічних амортизаторів. Методики дозволять виявляти функціональні залежності між силовими та кінематичними параметрами, амортизаторів  $F_D = f(V_A)$ . Згідно з розробленою методикою рівень працездатності амортизатора ТЗ, запропоновано оцінювати в балах:

- 10 балів – відповідає повністю справному та працездатному стану амортизаторів;

- кожен попередній бал відповідає 10%-го зниження значення сили опору амортизатора на ході стиснення та відбою при однакових значеннях швидкості переміщення поршня;

- 1 бал – несправний та непрацездатний технічний стан.

5. Запропоновано методику планування експериментального дослідження процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану амортизаторів, а також методику апроксимації результатів аналітичних та експериментальних досліджень з розрахунком коефіцієнта достовірності апроксимації  $R^2$ .



## РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Шкідливі виробничі фактори, що можуть виникнути на робочих місцях:

- підвищена загазованість та запиленість робочих місць;
- недостатнє освітлення;
- мікроклімат, який не відповідає вимогам;
- випаровування бензину, мастил, гальмівної рідини та ін.
- підвищений рівень шуму та вібрації.

Небезпечні виробничі фактори, що можуть виникнути на робочих місцях:

- частини обладнання, які рухаються;
- ураження електричним струмом напругою 220/380 В;
- падіння предметів;
- наїзд автомобіля;
- при користуванні несправним інструментом або при застосуванні небезпечних прийомів праці можливе ураження кінцівок.

### 4.1 Технічні рішення щодо безпеки на робочому місці

#### 4.1.1 Техніка безпеки

Приміщення повинно відповідати таким вимогам :

- підлога виготовляється з неіскроутворюючих вогнетривких матеріалів;
- двері повинні бути вогнетривкими і відкриватися на зовні;
- стіни приміщення також будуються з вогнестійких матеріалів;
- опалення повинно бути водяне або парове;
- вентиляція застосовується припливно-витяжна та місцева;

- дроти освітлювальної та силової лінії повинні бути в трубах з герметичною арматурою; розетки для переносних ламп повинні мати напругу 36 В.

Для виключення травматизму від ураження електричним струмом електричні дроти обладнання повинні бути у металевому рукаві або металевій трубі. Усе електрообладнання занулюється.

Робітники мають здавати один раз в три місяці екзамен.

До робіт на обладнанні допускаються персонал, що пройшов необхідну підготовку.

Недопускається виконувати роботу на несправному інструменті.

Опір ізоляції дротів первинних ланцюгів живлення відносно ненапругованих частин стенду повинно бути не менш 1 МОм.

#### 4.1.2 Електробезпека

Необхідно щоб:

- струмопроводжучі частини повинні бути ізольовані, огороженні або розміщені в місцях, недоступних до дотикання до них;

- світильники загального освітлення, приєднанні до джерела живлення (електромережі) напругою 127 і 220 В, повинні встановлюватися на висоті не менше 2,5 м. від рівня землі, підлоги. При висоті підвісу менше 2,5 м. світильники повинні приєднуватися до мережі напругою не більше 42 В, електроустановки повинні бути занулені.

Умови роботи особливо небезпечні для ураження людей електричним струмом тому обладнання потрібно виконувати у вибухонебезпечній формі, а всі дроти оцинковані.

## 4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

### 4.2.1 Повітря робочої зони та метеоумови

Роботи, що виконуються на підприємстві переважно, характеризуються як роботи, пов'язані з ходьбою і перенесенням невеликої ваги (до 10 кг), і відносяться до категорії робіт середньої важкості (II б). Значення допустимих нормованих параметрів метеорологічних умов для даної категорії робіт наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Мікроклімат в приміщенні

Період року	Категорія робіт	Температура, С		Відносна вологість повітря, %		Швидкість руху повітря, м/с	
		Факт.	Допус.	Факт.	Допус.	Факт.	Допус.
Хол.	IIб	15-18	21-15	70-75	75	0,3-0,4	<0,4
Тепл.	IIб	20-24	27-26	70-80	75	0,4-0,5	0,2-0,5

Дотримання нормативних метеоумов забезпечується за допомогою опалення та вентиляції в холодний період року, та вентиляції в теплий період року. Теплове опромінення не перевищує нормативне ( $100 \text{ Вт/м}^2$ ) при опроміненні не більше 25 % поверхні тіла людини.

Максимально допустима для роботи температура поверхонь не повинна перевищувати  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Шкідливі речовини, які забруднюють повітря, значення їх ГДК, агрегатний стан, клас небезпеки та особливості дії на організм людини наведені в табл. 4.2

Дотримання гранично-допустимих значень забезпечується за допомогою загальнообмінної приточно-витяжної та місцевої вентиляції.

Таблиця 4.2 - Шкідливі речовини в робочій зоні

Назва шкідливої речовини	ГДК, $\text{мг/м}^3$	Агрегатний стан	Клас небезпеки	Особливості дії на організм
Азота оксид	5	п	II	О
Акролеїн	0,2	п	II	-
Пил мінеральний	4	а	III	А,Ф

Умовні позначення:

*n*-пари (абогази);

*a* - аерозолі;

*n+a* - суміш парів та аерозолію;





Локальна	-	$X_{\Lambda}, Y_{\Lambda}, Z_{\Lambda}$	2.0	126	2.0	112
Загальна	3 тип "а"	$X_0, Y_0, Z_0$	0.1	100	0.2	92

Віброізоляція зменшує рівні вібрацій, що передаються від джерела на тіло робітника. Вона здійснюється введенням поміж джерелом вібрацій і працюючим проміжного пружного зв'язку. Наприклад, фундамент машин, споруджений на пружних прокладках, або встановлюються на віброізолюючих опорах.

### 4.3 Пожежна безпека

Більшість приміщень віднесені до категорії В (пожежо-небезпечні виробництва), а будівля, де вони розміщуються, має 1-й ступінь вогнестійкості - незгораємі стіни, перегородки і покриття з межею вогнестійкості не менш 1 години (табл. 4.6.).

Таблиця 4.6. Межі вогнестійкості будівельних конструкцій

Ступінь вогнестійкості	Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій, год							
	Стіни				Колони	Плити, настили, перекриття	Елементи покриттів	
	Несучі клітини, сходи	самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі			Плити, настили	Балки, ферми
1	2.5	2.0	2.5	2.5	1.5	2.0	2.0	2.0

Основними причинами виникнення пожеж, є коротке замикання в електропроводниках, самозаймання ганчір'я, паління в недозволених місцях, розряди блискавки і порушення правил пожежної безпеки.

Обладнання повинно бути виконано в вибухобезпечному виконанні. Необхідно своєчасно проводити протипожежний інструктаж і встановлювати жорсткий протипожежний режим. Для використаного обтирочного матеріалу передбачають металеві ящики з кришками та. цей матеріал зберігається не більше однієї зміни.

Для запобігання пожежі від короткого замикання в провідниках їх необхідно розміщувати в металевих трубах, або гнучких, металевих кожухах,

Для захисту від блискавок, застосовують металеві стержні, які розташовані вище даху приміщення та з'єднані із землею дротом, Для оповіщення відповідних служб про пожежу застосовують телефони та теплові повідомлювачі максимальної дії ДІЛ, які спрацьовують, коли температура, навколишнього середовища досягає критичної.

#### 4.4 Висновки до розділу 4

В даному розділі на основі аналізу умов праці при виконанні роботи по підвищенню ефективності контролю технічного стану амортизаторів автотранспортних засобів в умовах експлуатації на прикладі товариства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» було розроблено необхідні організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи. Отже поставлені завдання виконані.

## РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АМОРТИЗАТОРІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

### 5.1 Результати дослідження робочих характеристик амортизаторів при зміні їх технічного стану

Експериментальні дослідження робочих характеристик амортизаторів проводили за методикою, представленою в розділі 3, на розробленому для цього динамометричному стенді. Метою дослідження було отримання функціональних залежностей сили опору амортизатора FD від швидкості переміщення його поршня VA, як для нових, повністю працездатних амортизаторів, так і для амортизаторів, що змінилися в процесі експлуатації працездатністю, аж до повністю непрацездатних.

Як об'єкти контролю було обрано амортизатори виробництва компанії «FoMoCo». Дослідженню піддавалися 3 комплекти амортизаторів передньої підвіски та 3 комплекти амортизаторів задньої підвіски. Перед проведенням експериментальних досліджень усім амортизаторам комплектів було присвоєно порядкові номери: №1, №2, №3.

Номером №1 було позначено нові амортизатори, які мають характеристики, встановлені заводом-виробником.

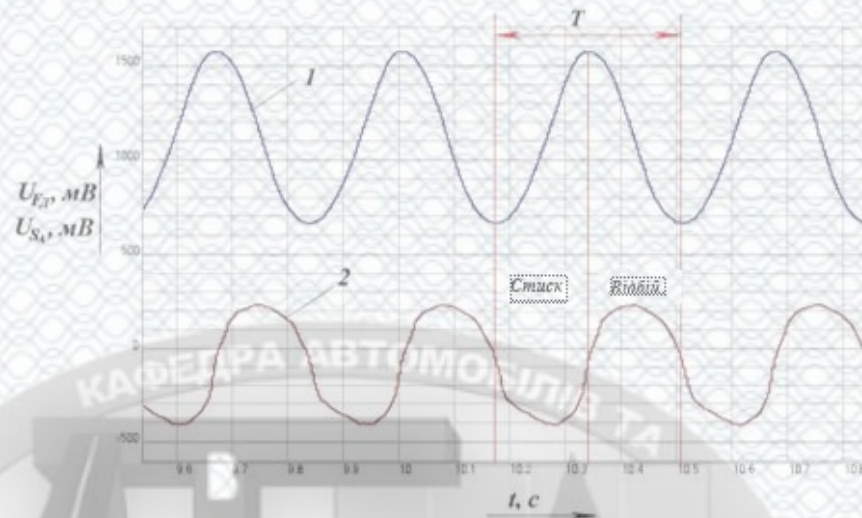
Номером №2 було позначено амортизатори, які були в експлуатації та мають пробіг від 60000 до 80000 кілометрів.

Номером №3 було позначено амортизатори автомобілів, які проходили ремонт підвіски на СТО, і мають пробіг 120000 і більше кілометрів, визнані непридатними для подальшого використання.

У процесі проведення експериментального дослідження було отримано осцилограми кінематичних та силових параметрів кожного амортизатора. На отриманих осцилограмах було виділено інформативні ділянки (повний цикл під час роботи амортизатора на стиск та відбій за час T). Наприклад, на рисунку 5.1.



представлені осцилограми, експериментального дослідження робочої характеристики переднього амортизатора №1.



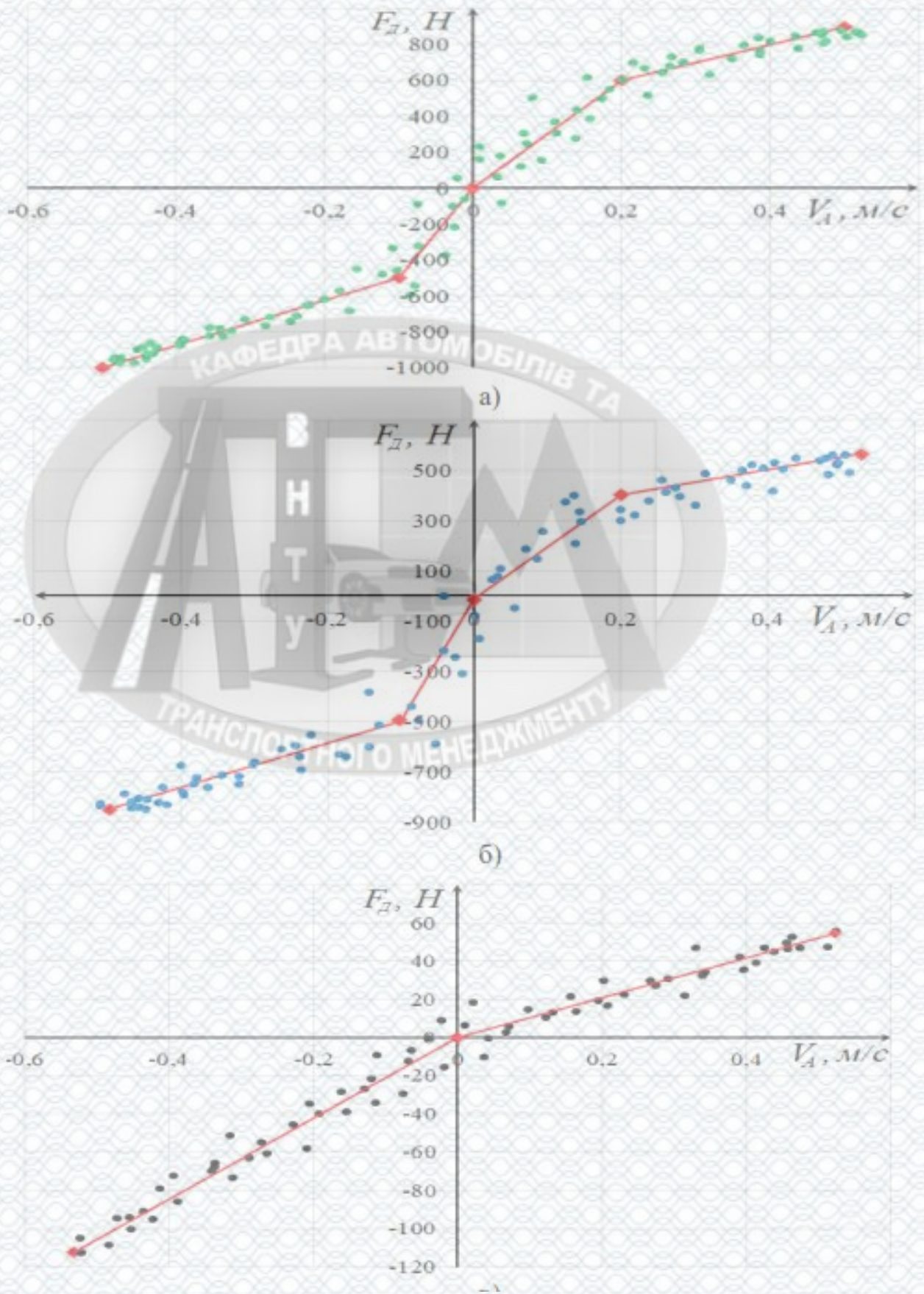
1 - лінійне переміщення поршня; 2 – сила демпфування

Рисунок 5.1 - Осцилограми роботи амортизатора з комплекту №1  
(експеримент)

За отриманими табличними даними було створено масив значень вихідних сигналів вимірювальних систем в середовищі Microsoft Excel. За допомогою рівнянь отриманих в результаті тарування систем вимірювань, значення сигналів були переведені у фізичні величини. Знайдено швидкість поршня амортизатора, методом диференціювання його лінійних переміщень.

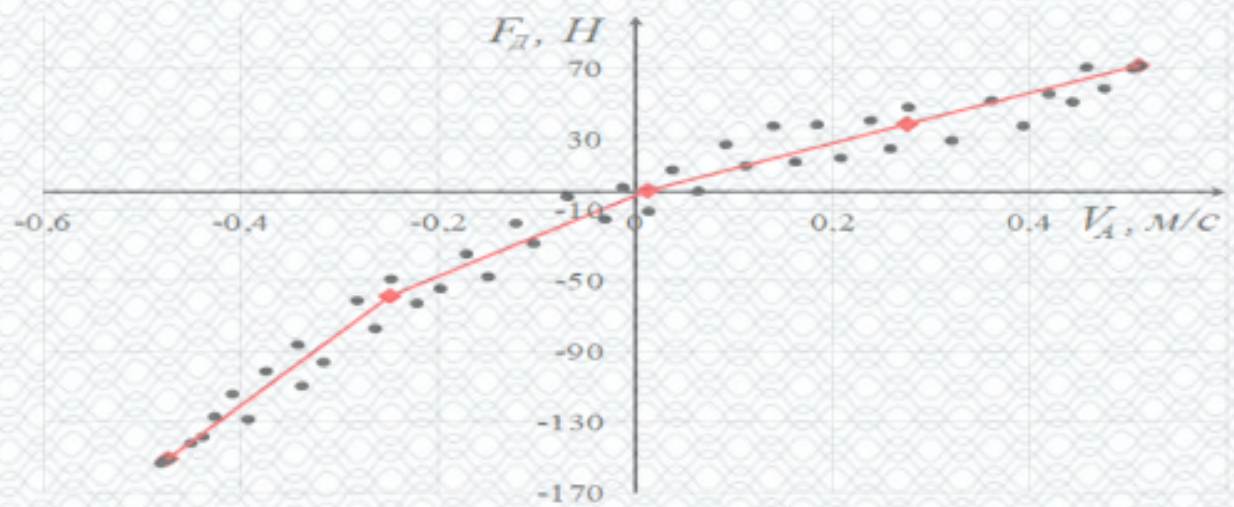
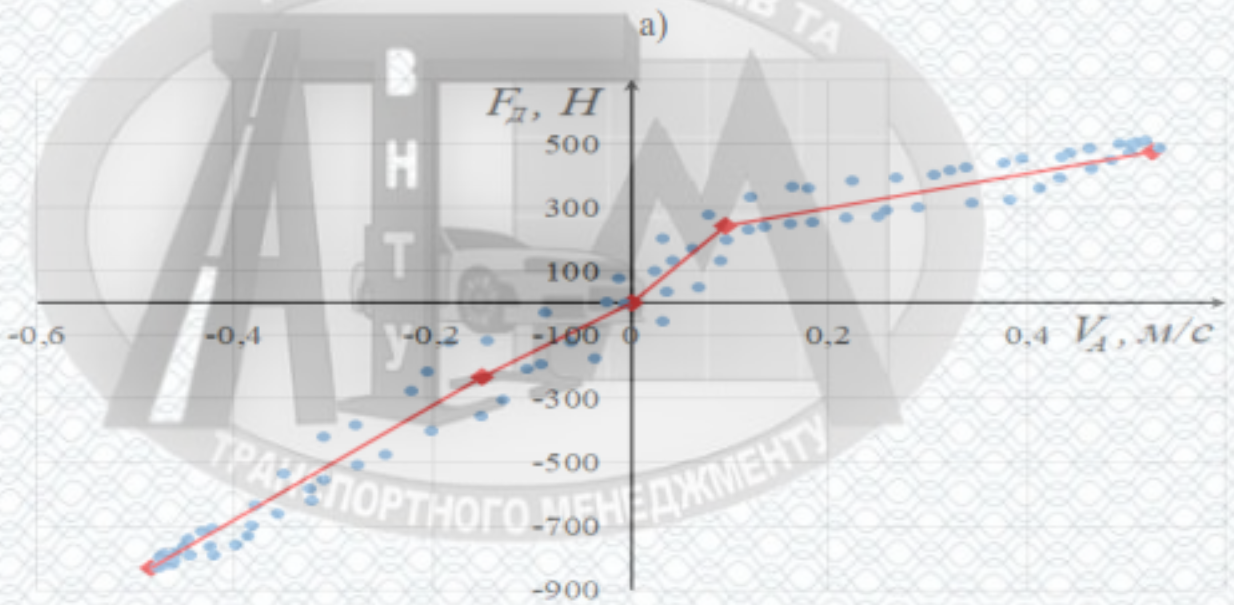
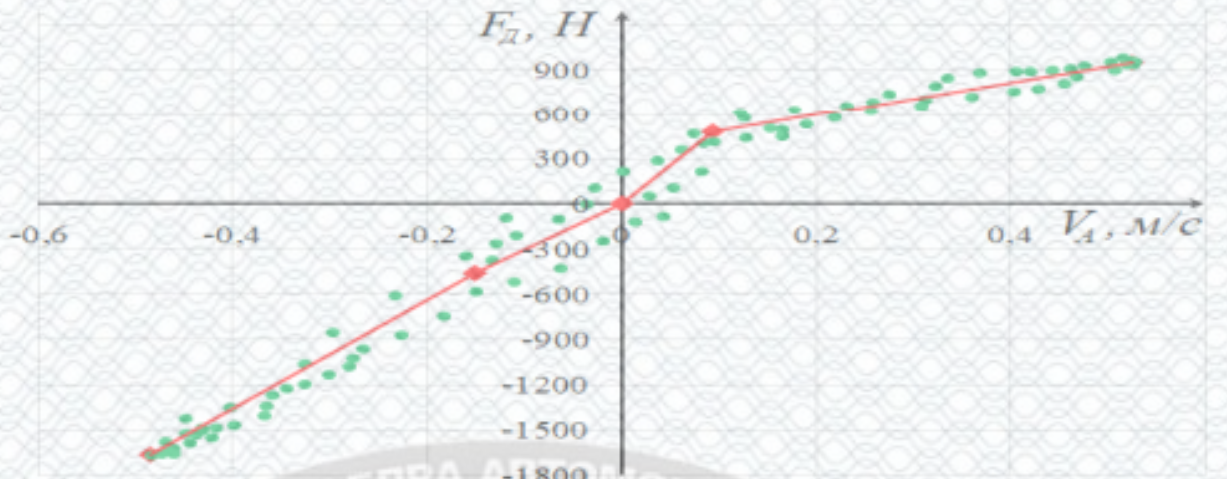
На наступному етапі експериментального дослідження було отримано графіки робочих характеристик передніх та задніх амортизаторів, прийнятих для проведення дослідження (рис. 5.2 та 5.3).

Отримані графіки робочих характеристик амортизаторів було поділено на характерні ділянки. Кожна ділянка була апроксимована лінійною функцією. Отримані графіки робочих характеристик амортизаторів представлені у вигляді шматково-лінійних функцій виду  $FД=f(VA)$ , описаних аналітично у вигляді системи.



а) працездатність – 100%; б) працездатність – 78%; в) працездатність – 2%.

Рисунок 5.2 - Робочі характеристики передніх амортизаторів



а) працездатність – 100%; б) працездатність – 62%; в) працездатність – 4%.

Рисунок 5.3 - Робочі характеристики задніх амортизаторів

Аналіз отриманих графіків показує, нові амортизатори створюють найвищі сили опору на стиск і відбій. Амортизатори, що раніше знаходилися в експлуатації, створюють значно менші зусилля на стиснення і відбій і мають набагато меншу здатність гасити коливання підресорених і непідресорених мас ТЗ.

Отримані в результаті експериментального дослідження функціональні залежності робочих характеристик амортизаторів (див. табл. 5.1 і 5.2) були використані при розрахунках досліджуваних процесів на математичній моделі системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маси – Шини – Одинична нерівність».

На наступному етапі дослідження за виявленими функціональними залежностями для кожного амортизатора були визначені відносні різниці сумарних потужностей  $\chi$ . Відносна потужність  $\chi$  показує втрати потужності амортизаторів у міру їх експлуатації та кількісно оцінює рівень технічного стану. Значення параметра  $\chi$  занесені до третіх стовпців табл. 5.1.

Результати проведеного експериментального дослідження дозволяють створити 10-ти бальну шкалу оцінки рівнів технічного стану амортизаторів. При цьому показник рівня технічного стану нового амортизатора №1 прийнятий за  $STA=10$  балів, коли забезпечуваний ним показник дорівнює 100%. Кожне наступне менше значення показника  $STA$  від 9 до 2 балів відповідає 10% зниження показника  $\chi$ .

Якщо  $STA = 1$ , тобто. одному балу – це відповідає непрацездатному стану амортизатора, коли відносна розвиваюча потужність  $\chi > 10\%$ .

## 5.2 Результати визначення пружної характеристики підвіски

Згідно з методикою, викладеною в третьому розділі були визначені пружні характеристики передньої та задньої підвісок автобуса Богдан-А091 (див. табл. 5.1 та 5.2, рис. 5.4 та 5.5) у вигляді залежностей сили пружного опору підвіски  $F_{пр}$  від її вертикального переміщення  $\Delta Z$ .

Таблиця 5.1 - Результати вимірювань вертикального переміщення  $\Delta Z$  та сили пружності  $F_{уп}$  передньої підвіски автобуса Богдан-А091

Прогиу підвіски $\Delta Z$ , м		Сила пружності підвіски $F_{уп}$ , Н	
<i>стиск</i>	<b>відбій</b>	<i>стиск</i>	<b>відбій</b>
0	<b>0</b>	10	<b>9</b>
0,02	<b>0,02</b>	1516	<b>822</b>
0,04	<b>0,04</b>	2533	<b>1655</b>
0,06	<b>0,06</b>	3329	<b>2518</b>
0,08	<b>0,08</b>	4274	<b>3528</b>
0,1	<b>0,1</b>	4990	<b>4990</b>

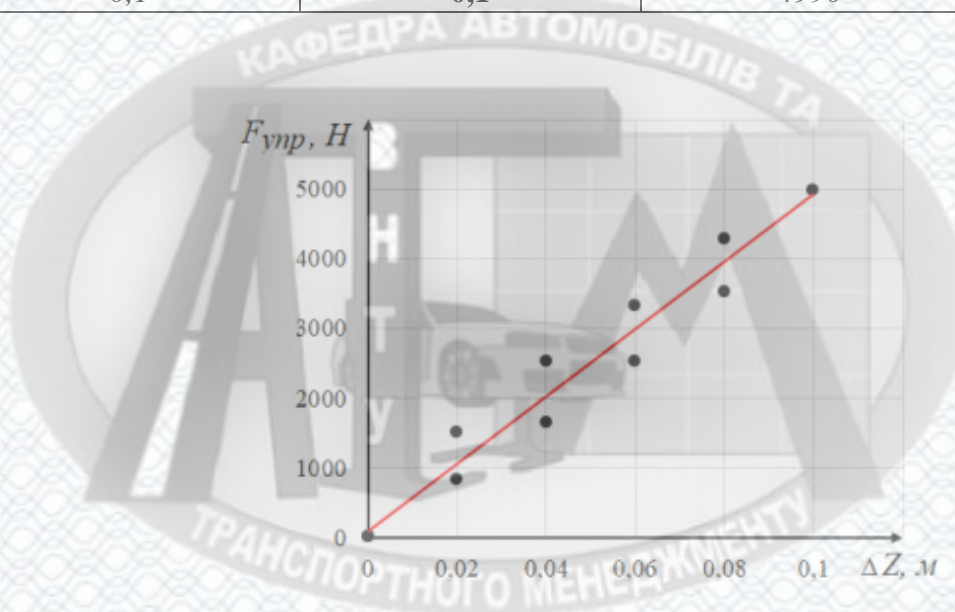


Рисунок 5.4 - Графік пружної характеристики передньої підвіски автобуса Богдан-А091

Отримана залежність сили пружного опору передньої підвіски була апроксимована рівнянням виду:

$$F_{уп} = 48216 \cdot \Delta Z + 98.322 \quad (5.1)$$

Отриманий коефіцієнт апроксимації, що дорівнює 48216, є коефіцієнтом СП наведеної жорсткості підвіски для коліс передньої підвіски автобуса Богдан-А091.

Таблиця 5.2 - Результати вимірювань вертикального переміщення  $\Delta Z$ , та сили пружності  $F_{np}$  задньої підвіски автобуса Богдан-А091

Прогин підвіски $\Delta Z$ , м		Сила пружності підвіски $F_{np}$ , Н	
<i>стиск</i>	<b>відбій</b>	<i>стиск</i>	<b>відбій</b>
0	<b>0</b>	4	<b>3</b>
0,02	<b>0,02</b>	805	<b>450</b>
0,04	<b>0,04</b>	1371	<b>949</b>
0,06	<b>0,06</b>	1854	<b>1397</b>
0,08	<b>0,08</b>	2294	<b>1826</b>
0,1	<b>0,1</b>	2790	<b>2418</b>
0,12	<b>0,12</b>	3185	<b>2870</b>
0,14	<b>0,14</b>	3571	<b>3571</b>

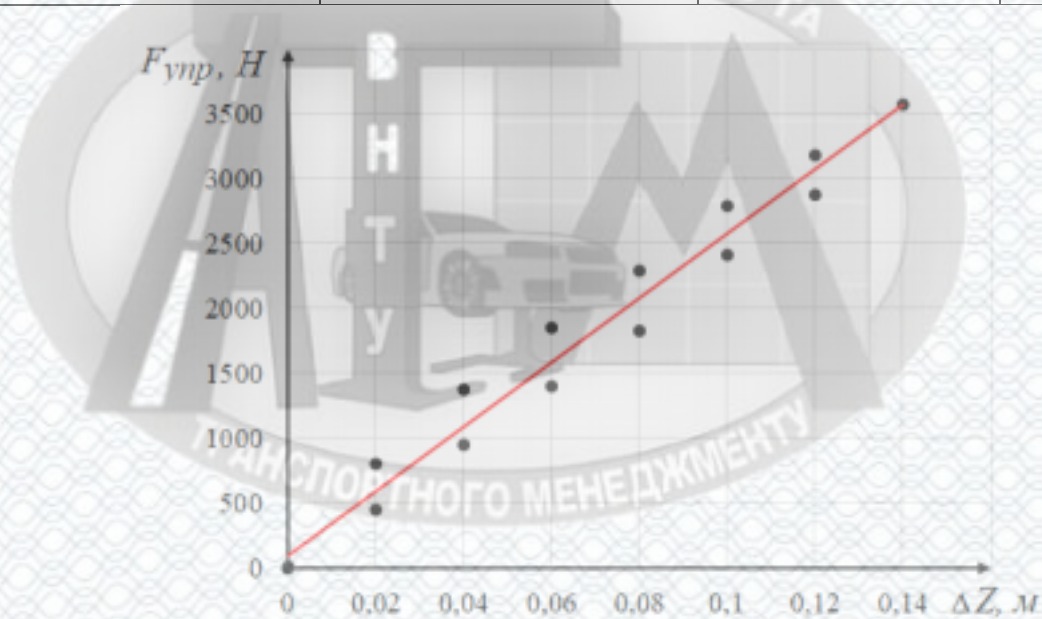


Рисунок 5.5 - Графік пружної характеристики задньої підвіски автобуса Богдан-А091

Отримана залежність сили пружного опору задньої підвіски була апроксимована рівнянням вигляду:

$$F_{np} = 24864 \cdot \Delta Z + 94,91 \quad (5.2)$$

Отриманий коефіцієнт апроксимації, що дорівнює 24864, є коефіцієнтом СП наведеної жорсткості для коліс задньої підвіски автобуса Богдан-А091.

### 5.3 Оптимізація режимів тестового впливу та параметрів контролю технічного стану амортизаторів

У розділі 2.6.1 була науково обґрунтована шкала рівнів працездатності амортизаторів заснована на зміні їхньої робочої характеристики в процесі експлуатації. Експериментальна перевірка дозволила переконатися в ефективності такої шкали та можливості її використання у цьому дослідженні. Тому на наступному етапі дослідження проводили оптимізацію режимів тестового впливу, і навіть параметрів контролю технічного стану амортизаторів.

#### 5.3.1 Результати оптимізації параметрів контролю технічного стану амортизаторів

Для розробки ефективного дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів за критеріями стійкості ТЗ необхідні діагностичні параметри, які оцінюють вплив працездатності амортизаторів на стійкість його керованого руху при переїзді колесами одиначної нерівності та дії бічної сили.

Параметрами, які характеризують стійкість керованого руху ТЗ, при коливаннях коліс у процесі переїзду одиначної нерівності, є кут його повороту навколо вертикальної осі. Рівень тестових впливів на колеса може бути оцінений переміщеннями  $\Delta z_{ij}$  невідресорених мас ТЗ щодо відресорених.

Кут  $\gamma$  повороту ТЗ навколо вертикальної осі, дає кількісну оцінку стійкості його руху по колу з переїздом одиначної нерівності та варіювання технічного стану амортизаторів. Але цей параметр у процесі контролю змінюється двічі. Перший раз при переїзді одиначної нерівності колесами передньої осі. Другий раз при переїзді одиначної нерівності колесами задньої осі.

Тому для контролю стійкості ТЗ, у процесі коливання невідресорених мас та дії бічної сили, прийняті показники, які характеризують відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху, викликані порушенням контакту

коліс з опорною поверхнею дороги в результаті переїзду одиничної нерівності, як колесами передньої осі, так і колесами задньої осі:

$\gamma_1$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої осі;

$\gamma_2$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс задньої осі;

$\Delta\gamma$  - алгебраїчна сума кутів відхилення  $\Delta\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$ .

Таким чином, стійкість керованого руху ТЗ кількісно оцінюватимемо за допомогою кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , які показують відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху при переїзді через одиничну нерівність коліс передньої та задньої осі, а також їх суми  $\Delta\gamma$ :

5.3.2 Результати оптимізації режимів тестового впливу на ТЗ за дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації

Згідно з робочою гіпотезою, прийнятою в даному дослідженні тестовий вплив на ТЗ, при реалізації дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів, складається з двох процесів: безперервно діюча на ТЗ бічна сила  $F_{бч}$  і вплив на його колеса з боку дороги.

Бічна сила, заданої величини, забезпечена дією відцентрової сили  $F_{цб}$  у процесі руху ТЗ по колу заданого радіуса з постійною швидкістю. У процесі оптимізації необхідно було встановити оптимальне поєднання радіуса кола, яким рухається ТЗ і швидкість його руху. Оптимізовані значення радіуса кола та швидкості руху ТЗ повинні гарантовано забезпечувати:

- високу чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів;
- стійкість руху ТЗ до моменту наїзду колесами на нерівність, навіть із непрацездатними амортизаторами;



- стійкість руху ТЗ після переїзду колесами нерівності (навіть із непрацездатними амортизаторами) не повинно виникати некерованого занесення ТЗ і тим більше його перекидання.

Радіус кола визначає коридор руху ТЗ. Його величина повинна забезпечувати вільний рух ТЗ з урахуванням його габаритних розмірів та характеристик рульового управління.

Швидкість ТЗ повинна забезпечувати його вільний рух у межах коридору до і після наїзду на нерівність, а також безпечну зупинку в кінці ділянки.

Поєднання радіуса кола та швидкості руху ТЗ визначають величину відцентрової сили згідно таблиці 5.3.

При заданій масі об'єкта контролю  $m_a = 1349$  кг, радіус кола менший 15 метрів і швидкість руху менша ніж 40 км/год забезпечують відцентрову силу  $F_{цб}$ , при якій чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів не достатня.

При заданій масі об'єкта контролю, випробуваного ТЗ  $m_a = 1349$  кг, радіус кола більший ніж 15 метрів і швидкість руху більша ніж 40 км/год. викликають відцентрову силу  $F_{цб}$ , яка забезпечує гарантовано стійкий рух ТЗ в коридорі, досі наїзду колесами на нерівність. При такому режимі тестового впливу ТЗ з несправними амортизаторами не забезпечується безпечний рух ТЗ після переїзду через нерівність. Розмір відцентрової сили досить висока. Вона може викликати некерований занос, і навіть перекидання ТЗ під час контролю.

Таблиця 5.3 - Величина відцентрової сили  $F_{цб}$  при оптимізації режимів тестового впливу при дорожньому методі контролю технічного стану амортизаторів

$m_a$ , [кг]	$r_{нов}$ , [м]	$V$ , [км/ч]	$V$ , [м/с]	$F_{цб}$ , [Н]
1	2	3	4	5
1329	10	20	5,55	4101
	10	40	11,11	16407
	10	60	16,66	36913
	15	20	5,55	2734
	<b>15</b>	<b>40</b>	<b>11,11</b>	<b>10938</b>

Продовження таблиці 5.3

2	3	4	5
15	60	16,66	24609
20	20	5,55	3417
20	40	11,11	8203
20	60	16,66	3076

У процесі оптимізації геометричних параметрів одиничної нерівності  $q_0$  і  $l_0$  враховували, що тестовий збурюючий вплив на колесо, при його наїзді на нерівність, повинен:

- порушувати коливання непідресорених мас ТЗ з амплітудами, які забезпечують чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів;

- забезпечувати вільний переїзд коліс через нерівність без руйнування шин, коліс та інших елементів ТЗ.

При оптимізації параметрів  $q_0$  та  $l_0$  одиничної нерівності необхідно враховувати розмір встановлених на ТЗ автомобільних шин. Нерівність, яка має поперечний переріз менший, ніж  $0,05 \times 0,05$  метра, забезпечує вільний переїзд коліс, без руйнувань шин, коліс та інших елементів ТЗ. Створювані в еластичних шинах ТЗ напруження  $[\sigma_p]$ , перевищують їх допустимі значення, встановлені заводом-виробником шин, тобто  $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ . Але при перерізі нерівності меншій ніж  $0,05 \times 0,05$  метра не забезпечується чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану амортизаторів.

Нерівність, яка має розміри перерізу більші, ніж  $0,05 \times 0,05$  метра, збуджує коливання непідресорених мас ТЗ з амплітудами, які забезпечують чутливість вимірюваних параметрів стійкості ТЗ до зміни технічного стану його амортизаторів, однак не забезпечує гарантії руйнування шин і елементів ТЗ.

При розмірах перерізу  $0,05 \times 0,05$  метра створюване в еластичних шинах коліс ТЗ напруження  $[\sigma_p]$ , перевищує їх допустимі значення, встановлені заводом-виробником шин, тобто  $\sigma_p \leq [\sigma_p]$  та чутливість контрольованих параметрів достатня для проведення контролю.

В результаті оптимізації були встановлені режими тестового впливу для реалізації дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів на основі обліку впливу рівня працездатності амортизаторів на параметри, які характеризують зміну траєкторії його руху при переїзді одиничної нерівності та дії бічної сили (табл. 5.4).

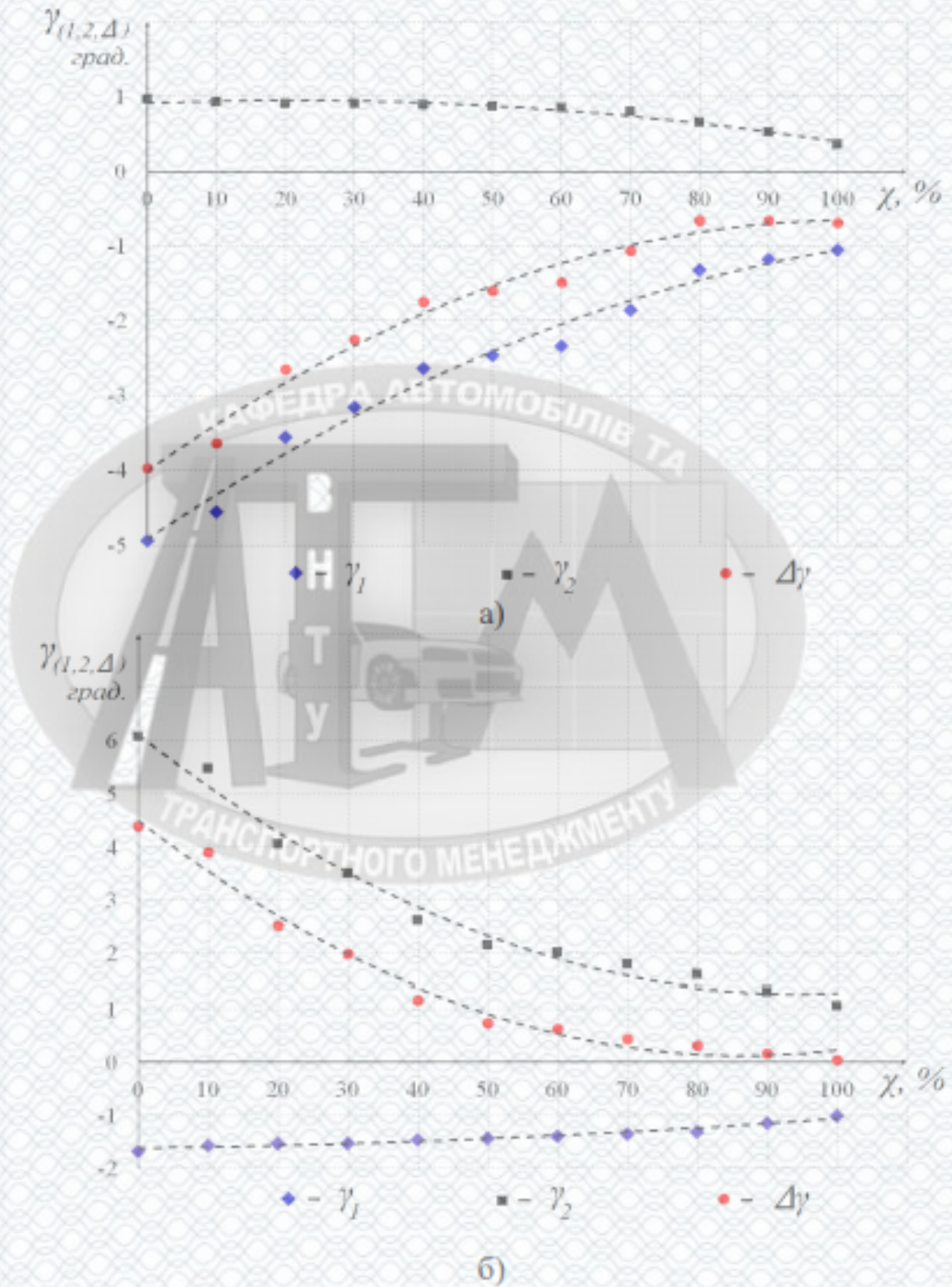
Таблиця 5.4 - Результати оптимізації режимів тестового впливу у методі контролю технічного стану амортизаторів

Назва параметрів тестового впливу	Значення параметрів тестового впливу			Оптимальні значення параметрів тестового впливу
Радіус кола, $r_{нов}$ [м]	10	15	20	<b>15</b>
Швидкість руху ТЗ, $V$ [км/год]	20	40	60	<b>40</b>
Профіль нерівності, $q_0 \times l_0$ [м]	0,01×0,01	0,05×0,05	0,1×0,1	<b>0,05×0,05</b>
Дорожнє покриття	Грунтове покриття	Сухий асфальт	Вологий асфальт	<b>Сухий асфальт</b>

Оптимізовані параметри режиму тестового впливу дають змогу реалізовувати дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації ТЗ.

#### 5.4 Вплив технічного стану амортизаторів на параметри, які характеризують стійкість ТЗ

В результаті проведеного було отримано значення кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданої траєкторії та їх суми при зміні технічного стану передніх та задніх амортизаторів (таблиця 5.3 та 5.4). За отриманими значеннями кутів  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  та їх алгебраїчної суми  $\Delta\gamma$  були побудовані графіки залежностей кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ при дії бічної сили та переїзді одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану (рис 5.6).



а) передніх амортизаторів; б) задніх амортизаторів:  $\gamma_1$  кут відхилення поздовжньої осі ТЗ при переїзді передніх коліс;  $\gamma_2$  – кут відхилення поздовжньої осі ТЗ при переїзді задніх коліс;  $\Delta\gamma$  - сума кутів

Рисунок 5.6 - Графіки залежностей кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ при дії бічної сили та переїзді одиничної нерівності, при варіюванні технічного стану

Аналіз отриманих графіків дозволив виявити залежність зміни кутів відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку при переїзді передніх та задніх коліс через одиничну нерівність та варіювання технічного стану амортизаторів передньої та задньої підвіски.

Кути відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданої траєкторії, а також їх алгебраїчна сума, прийняті в якості діагностичних параметрів дорожнього методу контролю технічного стану передніх і задніх амортизаторів. Нормовані значення цих діагностичних параметрів прийняті за критерії оцінки стійкості ТЗ під час руху по колу та переїзду одиничної нерівності:

Критерій №1: Кут  $\gamma_1$  відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху, який вимірюється після згасання кутових коливань кузова після переїзду через одиничну нерівність коліс його передньої осі;

Критерій №2: Кут  $\gamma_2$  відхилення поздовжньої осі ТЗ, від заданого напрямку руху, який вимірюється після загасання кутових коливань кузова після переїзду через одиничну нерівність коліс задньої осі;

Критерій №3: Алгебраїчна сума кутів  $\Delta\gamma$  відхилення поздовжньої осі ТЗ  $\Delta\gamma = \gamma_1 + \gamma_2$  (що оцінює повертання ТЗ після переїзду всіх його коліс через одиничну нерівність).

У процесі експериментального дослідження проводилася фіксація виходу ТЗ за межі коридору руху на ділянці повороту, після переїзду коліс через одиничну нерівність.

Математична модель системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одинична нерівність» дозволила розрахувати траєкторію руху ТЗ та визначити його вихід за межі коридору руху. Результати дослідження представлені у таблицях 5.5 та 5.6.

Перевищення наведених у таблицях 5.5 і 5.6 значень кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої  $\gamma_1$ , задньої  $\gamma_2$  осі, а також їх суми  $\Delta\gamma$ , супроводжується виходом ТЗ за межі коридору руху і стану амортизаторів.

Таблиця 5.5 - Результати визначення критичних кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ під час руху з початковою швидкістю 40 км/год по колу радіусом 15 м, та переїзд через одиничну нерівність при варіюванні технічного стану передніх амортизаторів

Технічний стан передніх амортизаторів, [%]	Критичні кути відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої $\gamma_1$ , і задньої $\gamma_2$ осей, і їх сума $\Delta\gamma$ , [°]		
$\chi_{кр}$	$\gamma_{1кр}$	$\gamma_{2кр}$	$\Delta\gamma_{кр}$
$\leq 30$	$\leq -3,15$	$\geq 0,90$	$\leq -2,25$

Таблиця 5.6 - Результати визначення критичних кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ під час руху з початковою швидкістю 40 км/год по колу радіусом 15 м, та переїзд через одиничну нерівність при варіюванні технічного стану задніх амортизаторів

Технічний стан задніх амортизаторів, [%]	Критичні кути відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої $\gamma_1$ і задньої $\gamma_2$ осей, і їх сума $\Delta\gamma$ , [°]		
$\chi_{кр}$	$\gamma_{1кр}$	$\gamma_{2кр}$	$\Delta\gamma_{кр}$
$\leq 40$	$\leq 1,45$	$\geq 2,62$	$\geq 1,17$

5.5 Дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів умовах експлуатації

Дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів в умовах експлуатації передбачає проведення випробувань ТЗ на горизонтальних, рівних асфальтованих майданчиках з коефіцієнтом зчеплення не менше  $\varphi_y = 0,8$ . Всі майданчики були розмічені у вигляді коридору руху, шириною 3 метри, що має ділянку розгону, ділянку повороту з радіусом 15 метрів та ділянку гальмування.

Ділянка розгону забезпечувала досягнення ТЗ заданої швидкості  $V=11,11$  м/с, або 40 км/год., контроль якої здійснювався по спідометру випробуваного ТЗ. Ділянка повороту заданим радіусом 15 м забезпечував дію на випробуване ТЗ

бічної сили заданої величини  $F_{цб}$ . У центрі ділянки повороту була розміщена нерівність, що має переріз  $0,05 \times 0,05$  м.

Далі на передню та задню підвіски об'єкта контролю встановлювали амортизатори, які мають відомий технічний стан. Технічний стан амортизаторів перевіряли за методикою, розробленою у третьому розділі.

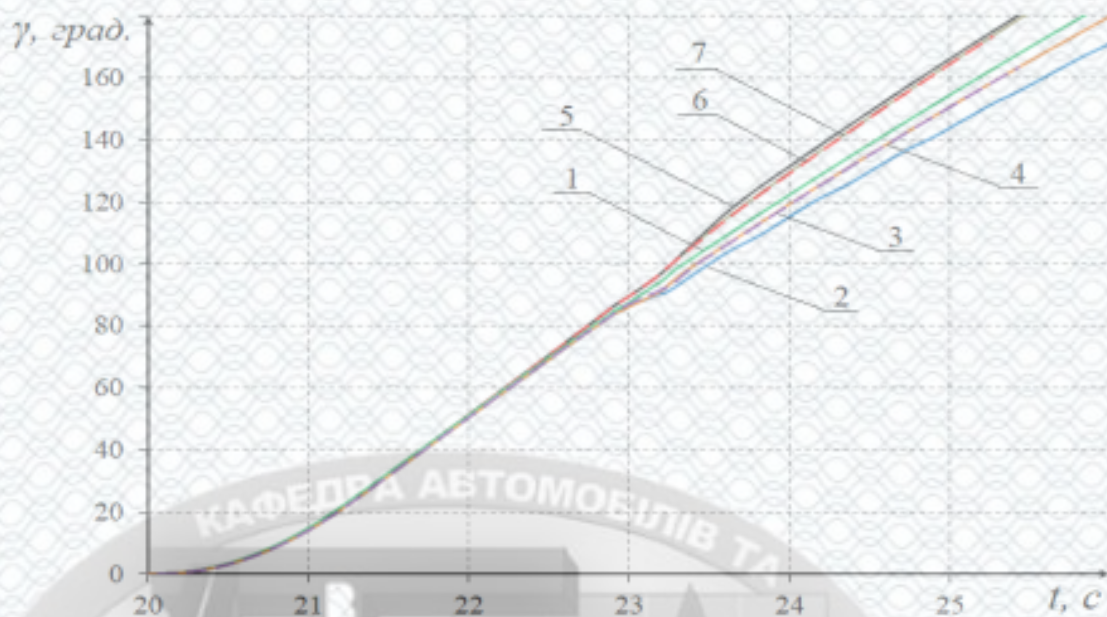
Контрольним параметром, який характеризує стійкість керованого руху ТЗ по заданій траєкторії, при випробуваннях, був кут  $\gamma$  повороту автотранспортного засобу навколо його вертикальної осі. Залежності цього кута від часу  $\gamma=f(t)$ , отримані згідно з методикою 3.1, дозволяють контролювати відхилення ТЗ від заданої траєкторії в коридорі руху.

Також було обґрунтовано оцінку здатності ТЗ зберігати заданий напрямок руху, у процесі коливання непідресорених мас та дії бічної сили, за допомогою кутів, які характеризують відхилення поздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху.

У ході випробувань:

1. Проводили тестові заїзди ТЗ коридором руху з переїздом через одиничну нерівність;
2. У процесі руху контролювали кут повороту ТЗ, кут повороту ТЗ навколо вертикальної осі;
3. Визначали кути:  $\gamma_1$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої осі;  $\gamma_2$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс задньої осі; а також  $\Delta\gamma$  - алгебраїчну суму кутів  $\gamma_1$  та  $\gamma_2$ ;

У процесі випробувань отримували залежності  $\gamma=f(t)$ , при варіюванні технічного стану амортизаторів. Як приклад на рис.5.7 наведено графіки зміни кута  $\gamma$  повороту автобуса Богдан-А091 у процесі виробничої перевірки.



1 – всі справні; 2 – передні несправні; 3 – несправний передній лівий; 4 – несправний передній правий; 5 – несправні задні; 6 – несправний задній лівий; 7 – несправний задній правий.

Рисунок 5.7 - Графік кута  $\gamma$  повороту автобуса навколо вертикальної осі, при його русі по колу радіусом 15 м зі швидкістю 40 км/год, та переїздом одиначної нерівності, що має профіль  $0,05 \times 0,05$  м, залежно від технічного стану амортизаторів

Отримані в процесі перевірки результати порівнювали з розрахунками, виконаними з використанням математичної моделі системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маса – Шини – Одиначна нерівність», при тих же тестових впливах на ТЗ та технічному стані передніх та задніх амортизаторів ТЗ.

Аналіз результатів, отриманих аналітичним та експериментальним шляхом, показує їх задовільну схожість, по основному, вимірюваного параметра, що характеризує стійкість керованого руху ТЗ по заданій траєкторії - куті  $\gamma$  повороту навколо вертикальної осі.

У процесі обробки залежностей  $\gamma=f(t)$ , отриманих у ході випробувань були визначені кути:  $\gamma_1$  - відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиначну нерівність коліс передньої осі;  $\gamma_2$  - відхилення поздовжньої осі ТЗ від напрямку руху після переїзду через одиначну нерівність коліс задньої осі;  $\Delta\gamma$  - алгебраїчна сума кутів  $\gamma_1$  та  $\gamma_2$ .



Отримані значення заносили в таблицю 5.7.

Таблиця 5.7 - Результати виробничої перевірки дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів за умов експлуатації

Місця установки несправних амортизаторів на ТЗ	Кути відхилення повздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої $\gamma_1$ , задньої $\gamma_2$ осі, їх сума $\Delta\gamma$		
	$\gamma_1$ , градус	$\gamma_2$ , градус	$\Delta\gamma$ , град. / повертаємість
Несправні передні: лівий і правий	-4,93	0,96	-3,97 / недостатня
Несправний передній лівий	-2,38	0,90	-1,48 / недостатня
Несправний передній правий	-2,26	0,78	-1,48 / недостатня
Несправні задні: лівий і правий	-1,67	6,08	+4,41 / надлишкова
Несправний задній лівий	-1,55	4,79	+3,24 / надлишкова
Несправний задній правий	-1,51	4,56	+3,05 / надлишкова

Результати випробувань підтвердили, що виявлені в розділі 4.3 залежності дозволяють з високою інформативністю визначати технічний стан амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації та стали основою для впровадження на виробничих та автотранспортних підприємствах.

### 5.6 Економічна ефективність результатів дослідження

За підсумками науково-дослідної роботи була виконана оцінка економічної ефективності розробленої методики та реалізуючого її обладнання.

Розрахунок економічної ефективності здійснюється по різниці приведених витрат і величині додаткового економічного ефекту, що полягає в підвищенні продуктивності і якості виконаних робіт та зниження матеріальних витрат.

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленої методики визначається виразом:

$$E = E' + E'' \quad (5.3)$$

де  $E'$  - економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача, що визначається за формулою (5.1);

$E''$  - економія матеріальних ресурсів.

Економія матеріальних ресурсів визначається за формулою:

$$E'' = C_{\text{рмс}} \cdot Q' [(\beta_1 - \beta_2)/100]; \quad (5.4)$$

де  $Q'$  - кількість непрацездатних амортизаторів при перевірці на базовому технічному засобі діагностування;

$\beta_1$  і  $\beta_2$  - ймовірності помилок і роду при використанні, відповідно, базового і нового технічного засобу діагностування, [%];

$C_{\text{рмс}}$  - середня вартість ремонту підвіски автотранспортного засобу, [грн.].

Економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача для розробленого шинного тестера визначається за виразом:

$$E' = (U'_1 - U'_2) \cdot Q_2 \quad (5.5)$$

і становить:  $E' = 135219,2$  грн.;

Економія матеріальних ресурсів при використанні шинного тестера складе  $E'' = 218529,1$  грн.;

Тоді загальний річний економічний ефект при діагностуванні з використанням шинного тестера становить  $E_1 = 357081,95$  грн., або в розрахунку на один транспортний засіб  $E_{\text{лм}} = 357081,95 / 4270 = 83,63$  грн./АТЗ.

Проведені розрахунки економічної ефективності, отриманої за рахунок застосування розробленої методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» місто Вінниця.

Виходячи з вищевикладеного розрахунку, приймаємо економічну ефективність розробленої методики 85,63 грн. на один АТЗ. Беручи до уваги, що річна кількість діагностувань, виконуваних на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» становить 1315 АТЗ, економічний ефект впровадження розробленої методики та обладнання складе 112603,5 грн.

Розрахунковий термін окупності впровадженої методики і реалізуючого її обладнання визначається за формулою:

$$O_i = C_i / \Delta_i; \quad (5.6)$$

і становить  $O_1 = 175000 / 112603,5 = 1,55$  років.

### 5.7 Висновки до розділу 5

1. Аналіз оцінки адекватності математичної моделі системи: «Підресорена маса - Амортизатор - Непідресорена маса - Шини - Одинична нерівність», виконаної на основі критерію  $F_p$  Фішера, в ході аналітичних та експериментальних досліджень процесу руху ТЗ по колу з переїздом одиничної нерівності, показує, що вона значно визначає результати експериментальних досліджень, і придатна на вирішення поставлених у роботі завдань;

2. Науково обґрунтовано показники, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на стійкість керованого руху ТЗ. Такими показниками є:

- $\gamma_1$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від траєкторії його руху при переїзді через одиничну нерівність коліс передньої осі;

- $\gamma_2$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від траєкторії його руху при переїзді через одиничну нерівність коліс задньої осі;

- Показник  $\Delta\gamma$  - відносна сума кутів  $\gamma_1$  та  $\gamma_2$ , які характеризує повертаємість ТЗ. Якщо в процесі контролю  $\Delta\gamma=0$ , то такий ТЗ має нейтральну повертаємість,

якщо  $\Delta\gamma > 0$  – ТЗ має недостатню повертаємість, якщо  $\Delta\gamma < 0$  – ТЗ має надмірну повертаємість;

Доведено, що параметри  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  і  $\Delta\gamma$  є діагностичними параметрами, які дозволяють кількісно оцінювати вплив технічного стану амортизаторів, на стійкість руху ТЗ під дією бічної сили та переїзду його коліс через одиничну нерівність;

3. У ході численних експериментальних досліджень встановлено, що показник  $\gamma_1$  при русі ТЗ під дією бічної сили та переїзді його коліс через одиничну нерівність значно змінюються. Так, при переїзді одиничної нерівності передні колеса, з наявністю в передній підвісці:

- справних амортизаторів, показник  $\gamma_1 \geq -2,3$  градуси;
- несправних амортизаторів,  $-2,3 > \gamma_1 \geq -5$  градусів;

При переїзді одиничної нерівності задніми колесами з наявністю в задній підвісці:

- справних амортизаторів,  $\gamma_1 \leq 2,3$  градусів;
- несправних амортизаторів,  $2,3 < \gamma_1 \leq 6$  градусів;

4. Виявлено функціональні залежності діагностичних параметрів  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  та  $\Delta\gamma$  від технічного стану амортизаторів  $\chi$ , яка оцінюється у відсотках;

5. Теоретично обґрунтовано та експериментально доведено, що жорсткі значення виявлених за результатами дослідження показників  $[\gamma_1]$ ,  $[\gamma_2]$  і  $[\Delta\gamma]$  є діагностичними нормативами, які дозволяють виконувати контроль технічного стану амортизаторів у дорожніх умовах з урахуванням стійкості ТЗ, в процесі його руху під дією бічної сили та переїзді коліс через одиничну нерівність;

6. Річний економічний ефект, отриманий в результаті впровадження розробленої методики контролю технічного стану автомобільних амортизаторів на основі характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» становить 112603,5 грн., Або 85,63 грн. на один АТЗ. Розрахунковий термін окупності впровадженої методики і реалізуючого її обладнання складає 1,55 року.

## ВИСНОВКИ

В роботі викладено нові науково обґрунтовані технічні та технологічні рішення, які мають істотне значення для безпеки автотранспортних засобів в умовах експлуатації. За результатами дослідження зроблено такі основні висновки:

1. Розроблена математична модель системи «Підресорена маса - Амортизатор - Непідресорена маса - Шини – Одинична нерівність», дозволяє виконувати аналіз впливу технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, при дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності. Вона враховує динаміку просторового руху ТЗ, коливання його підресореної та непідресореної маси, функціональні характеристики амортизаторів, сили опору пружних елементів підвіски, стаціонарні характеристики шин по виводу, а також згладжуючі характеристики еластичних шин при їх переїзді через одиничну нерівність;

2. Виявлені функціональні залежності, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ автобусів Богдан-А091 у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності показують:

Показниками, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на стійкість керованого руху ТЗ, є:

-  $\gamma_1$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від траєкторії його руху при переїзді через одиничну нерівність коліс передньої осі;

-  $\gamma_2$  - кут відхилення поздовжньої осі ТЗ від траєкторії його руху при переїзді через одиничну нерівність коліс задньої осі;

-  $\Delta\gamma$  - алгебраїчна сума кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , які характеризує повертаємість ТЗ.

При зниженні технічного стану  $\chi$  передніх амортизаторів від 100% до 0%:

- показник  $\gamma_1$  зменшується від  $-1,05^0$  до  $-4,94^0$ ;

- показник  $\gamma_2$  збільшується від  $0,36^0$  до  $0,97^0$ ;

- показник  $\Delta\gamma$  зменшується від  $-0,69^0$  до  $-3,97^0$ .

При зниженні технічного стану задніх амортизаторів від 100% до 0%:

- показник  $\gamma_1$  зменшується від  $-1,04^0$  до  $-1,68^0$ ;
- показник  $\gamma_2$  збільшується від  $1,05^0$  до  $6,09^0$ ;
- показник  $\Delta\gamma$  збільшується від  $0,01^0$  до  $4,41^0$ .

Передні амортизатори слід вважати непрацездатними, якщо значення параметрів стійкості ТЗ знаходяться в діапазоні:  $\gamma_1 < -3,15^0$ ;  $\gamma_2 > 0,900$  та  $\Delta\gamma > -2,25^0$ . Це відбувається при зниженні рівня їх технічного стану  $\chi$  менше 30%, що відповідає силі опору передніх амортизаторів  $F_{пер.см} < 287$  Н у режимі стиснення, та  $F_{пер.відб} < 290$  Н, у режимі відбою.

Задні амортизатори слід вважати непрацездатними якщо значення параметрів стійкості ТЗ перебувають у діапазоні:  $-1,45^0$  про  $< \gamma_1$ ;  $\gamma_2 > 2,62^0$  та  $\Delta\gamma > 1,17^0$ .

Це відбувається при зниженні рівня їх технічного стану  $\chi$  менше 40%, що відповідає силі опору задніх амортизаторів  $F_{зад.см} < 379$  Н у режимі стиснення, та  $F_{зад.відб} < 665$  Н, у режимі відбою.

Стійкість і знаходження ТЗ в коридорі руху зберігається, якщо значення діагностичних параметрів:  $\gamma_1 > -3,15^0$ ;  $\gamma_2 < 2,62^0$  і  $-2,25^0 < \Delta\gamma < 1,17^0$ .

3 Розроблений метод дозволяє підвищити якість контролю технічного стану амортизаторів на основі вимірювання параметрів, які характеризують зміну траєкторії руху ТЗ при переїзді його коліс через одиничну нерівність та дію бічної сили заданої величини, яка значно підвищує стійкість руху транспортних засобів та їхню активну безпеку в умовах експлуатації;

4. Виконана виробнича перевірка результатів наукового дослідження на підприємстві ТОВ «Таксопарк плюс» показує, що розроблений та науково-обґрунтований метод дозволяє з високою ефективністю проводити контроль технічного стану амортизаторів на основі параметрів, які характеризують стійкість ТЗ при переїзді коліс через одиничну нерівність та дію бічної сили заданої величини, тим самим значно підвищує стійкість руху транспортних засобів та їх активну безпеку умов експлуатації.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О. Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку. Проектування підвіски автомобіля. Вінниця : ВНТУ. 2017. 78 с.
2. Артюх О. М., Дударенко О. В., Кузьмін В. В. Робочі процеси автомобілів : навч. посіб. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка». 2021. 492 с.
3. Біліченко В. В., Крещенецький В. Л., Романюк С. О., Смирнов Є. В. Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ. 2013. 252с.
4. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною : НАПБ Б.03.002-2007. – Київ : ДЕРЖПОЖБЕЗПЕКИ МНС УКРАЇНИ, 2007.
5. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посібник. – Харків : ХНАДУ. 2003. 292 с.
6. Гунько І. В., Спірін А. В., Холодюк О.В. Надійність систем та обґрунтування інженерних рішень. Вінниця : ВНАУ. 2006. 76 с.
7. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. [Чинний від 2009-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2009. 10 с. (Інформація та документація).
8. ДСТУ 3649-10. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. [Чинний від 2011-07-01]. Вид. офіц. Київ, 2011. 56 с. (Інформація та документація).
9. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. Київ : Либідь, 2018. 400 с.
10. Канарчук В. Є., Курніков І. П. Виробничі системи на транспорті. Київ : Вища школа, 1997. 359 с.
11. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Київ: Вища школа, 2007. 527 с.
12. Огневий В.О., Недибалюк Б.М. Аналіз методів та засобів контролю технічного стану амортизаторів ТЗ в умовах експлуатації. *Матеріали*

конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023)»,

URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023>

13. Правила охорони праці на автомобільному транспорті : ДНАОП 0.00-1.28-97. Київ : Держнагляд охорони праці, 1997.
14. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 1. Теоретичні основи. Технологія / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. Київ : Вища школа, 1994. 384 с.
15. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 2. Організація, планування і управління / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. Київ : Вища школа, 1994. 383 с.
16. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 3. Ремонт автотранспортних засобів / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. Київ : Вища школа, 1994. 495 с.
17. Чабанний В.Я., Магопець С.О., Мажейка О.Й., Кропівний В.М. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с.
18. Apetaur M., Uber Probleme der Federung von Personenkraftwagen, KFT №4, 1956.
19. Bourcier de Carbon. C., Theorie Mstematique et Realisation Pratique de la Suspension Amorte des Vehicules Terrestres STA №10, 1950.
20. Burckhardt M., Reimpell J. Fahrwerktechnik: Radschlupf. Regelsysteme. Germany: Vogel. Verlag, 1993
21. Dugoff H., Fancher P. S., Segel L. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. final report: Technical Report. Highway Safety Research Institute, Ann Arbor. Michigan, 1969.
22. Fedotov A. I., Tikhov-Tinnikov D. A., Ovchinnikova N. I., Lysenko A. V. Simulation of car movement along circular path To cite this article: et al 2017 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 87 082018, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 082018 doi :10.1088/1755-1315/87/8/082018




23. Grau C. A parametric study of the lateral dynamics of a nonlinear fourwheel road-vehicle model. Ph.D., Engineering: Mechanical Engineering, University of Cincinnati, 2003. 141 p.
24. Lehr E, Der Einfluss einer Flüssigkeitsdämpfung der Fahrzeugfederung auf Bewegungsverlauf und Stosshaftigkeit, VDN №23, 1934.
25. Marquard E., Federung, Stossdämpfung und dynamische Bodenkraft, ATZ, №5, 6, 1956.
26. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires // Phys. Tire tract.: Theory and Exp. New-York. London.1974.
27. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Elsevier B H: TU Delft, 2002.3rd ed. 642 p.
28. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1st International Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). P. 1–18.
29. Pacejka H.B., Bakker E., Lidner L. A new tyre model with applications in vehicle dynamics studies. 4 th Auto technologies Conference. Monte Carlo, 1989. SAE Paper #890087. P. 83-95. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12. 272
30. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12. 258. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects // Vehicle System Dynamics, 1991. vol. 20. N. 3-4. P. 121-176.



ДОДАТКИ

Додаток А  
(обов'язковий)



**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА**

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ  
АМОРТИЗАТОРІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА  
ПРИКЛАДІ ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «ТАКСОПАРК  
ПЛЮС» МІСТО ВІННИЦЯ

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

**Підвищення ефективності контролю технічного стану амортизаторів  
автотранспортних засобів в умовах експлуатації на прикладі товариства з  
обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» місто Вінниця**

Графічна частина

до магістерської кваліфікаційної роботи  
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт  
08-29.МКР.009.00.000

Керівник роботи к.е.н., доцент



Огневий В.О.

Розробив студент гр. 1АТ-21м



Недибалок Б.М.

Вінниця ВНТУ 2022



**Метою роботи** є підвищення активної безпеки ТЗ в умовах експлуатації на основі дорожнього методу контролю амортизаторів, що враховує закономірності, які характеризують вплив їхнього технічного стану на показники стійкості руху транспортних засобів.

**Для досягнення зазначеної мети в роботі були поставлені наступні завдання:**

1. Розробити математичну модель системи «Підресорена маса – Амортизатори – Непідресорена маси – Шини – Одинична нерівність», яка дозволяє виявляти вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності;
2. Виявити функціональні залежності, які характеризують вплив змін технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності;
3. Науково обґрунтувати шляховий метод контролю технічного стану амортизаторів на основі показників стійкості руху ТЗ;
4. Виконати виробничу перевірку результатів наукового дослідження;
5. Розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

**Об'єктом дослідження** є процес руху ТЗ з постійною швидкістю по колу з переїздом колесами одиничної нерівності при варіюванні технічного стану амортизаторів.

**Предметом дослідження** є закономірності, які характеризують вплив технічного стану амортизаторів на показники стійкості руху ТЗ, у процесі дії на них бічної сили та переїзді колесами одиничної нерівності.

- отримав подальший розвиток дорожній метод контролю технічного стану амортизаторів який дозволить значно підвищити активну безпеку ТЗ в режимі руху з постійною швидкістю круговою траєкторією заданого радіусу з переїздом коліс через одиничну нерівність та вимірюванням параметрів, які характеризують зміну траєкторії руху транспортного засобу;

- в роботі визначені параметри стійкості руху ТЗ з постійною швидкістю по круговій траєкторії заданого радіусу з переїздом коліс через одиничну нерівність -  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , які характеризують відхилення поздовжньої осі транспортного засобу від напрямку руху, а також алгебраїчну суму  $\Delta\gamma$  цих кутів, що характеризує його повертаємість.

### **Практичне значення отриманих результатів**

Впровадження розробленого методу контролю технічного стану амортизаторів на підприємствах, які здійснюють технічний огляд ТЗ, дозволить підвищити якість контролю, що значно підвищить активну безпеку ТЗ в умовах експлуатації. Заводам–виробникам діагностичного устаткування результати роботи дають можливість створювати вимірювальні комплекси з урахуванням гіроскопічних приладів контролю стійкості ТЗ. Фірмам-виробникам амортизаторів та шин результати роботи дозволять удосконалювати свою продукцію при скороченні трудомісткості її випробувань.

Дослідно-конструкторським організаціям та установам розроблений метод дозволить підвищити ефективність полігонних випробувань стійкості руху ТЗ з амортизаторами та шинами, що мають задані характеристики.

# Класифікаційна схема методів контролю технічного стану амортизаторів на вібростендах



## Показники плану перевезень ТОВ «Таксопарк плюс»

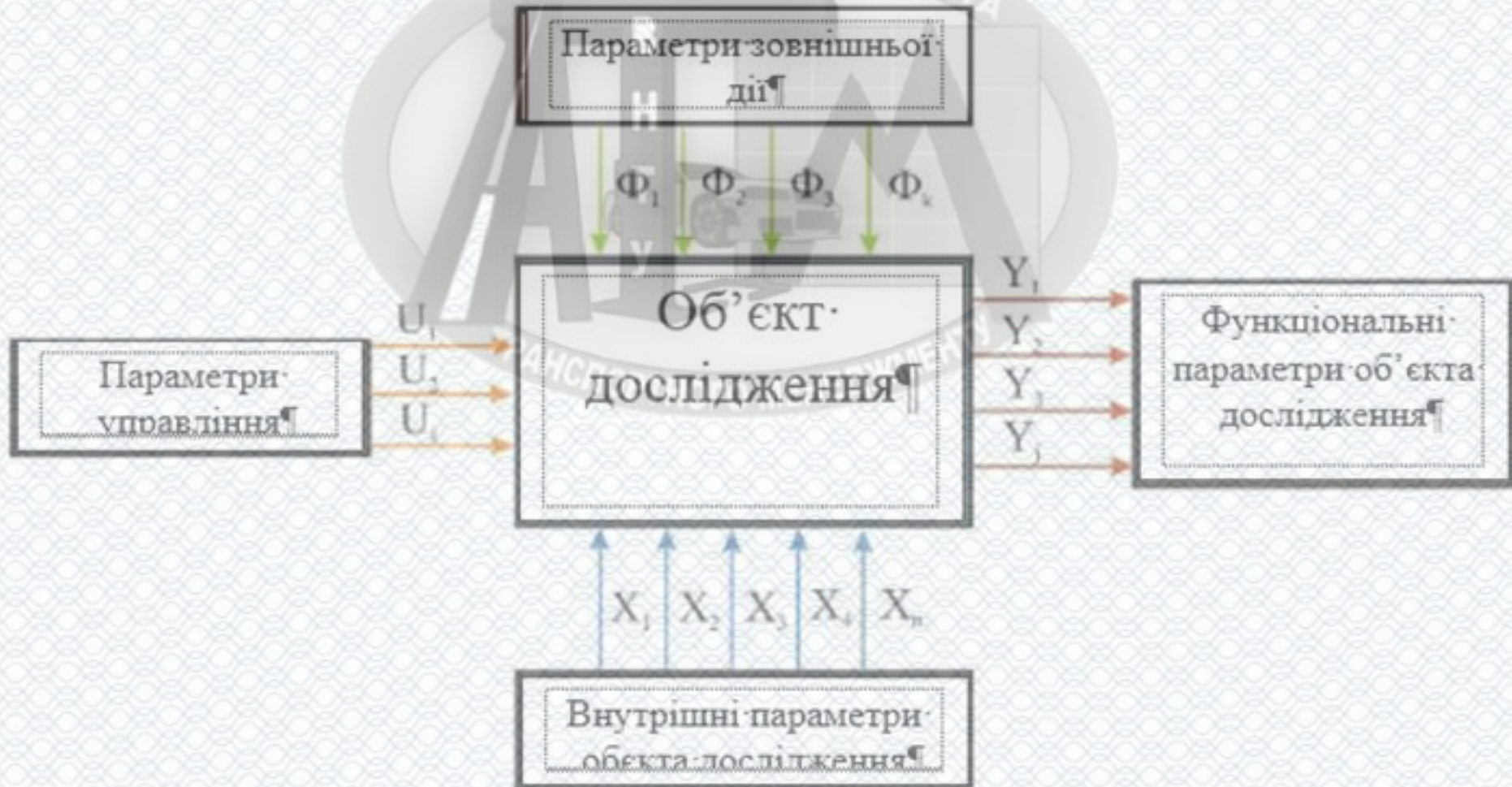
Показники	2019 р.	2020 р.	2021 р.
1. Середньооблікова кількість автомобілів, одиниць	21	21	21
2. Автомобіледні перебування в господарстві, тис.	10,6	10,7	10,8
3. Автомобіледні в роботі, тис.	5,5	6,3	7,1
4. Час в наряді, тис. год	42,9	46,2	52,3
5. Загальний пробіг, тис. км	635,1	678,3	789,9
6. Перевезено пасажирів	55,2	61,4	62,8
7. Пасажирооборот, тис. п-км	542,8	679,1	693,4

## Групування рухомого складу в залежності від часу експлуатації

Тип автомобіля	Всього	<3роки	3,1÷5	5,1÷8	8,1÷10	>10
Автомобілів всього	21	1	-	8	5	7
в тому числі:						
– вантажні	1	-	-	-	-	1
– пасажирські автобуси	20	1	-	8	5	6
– легкові автомобілі	-	-	-	-	-	-



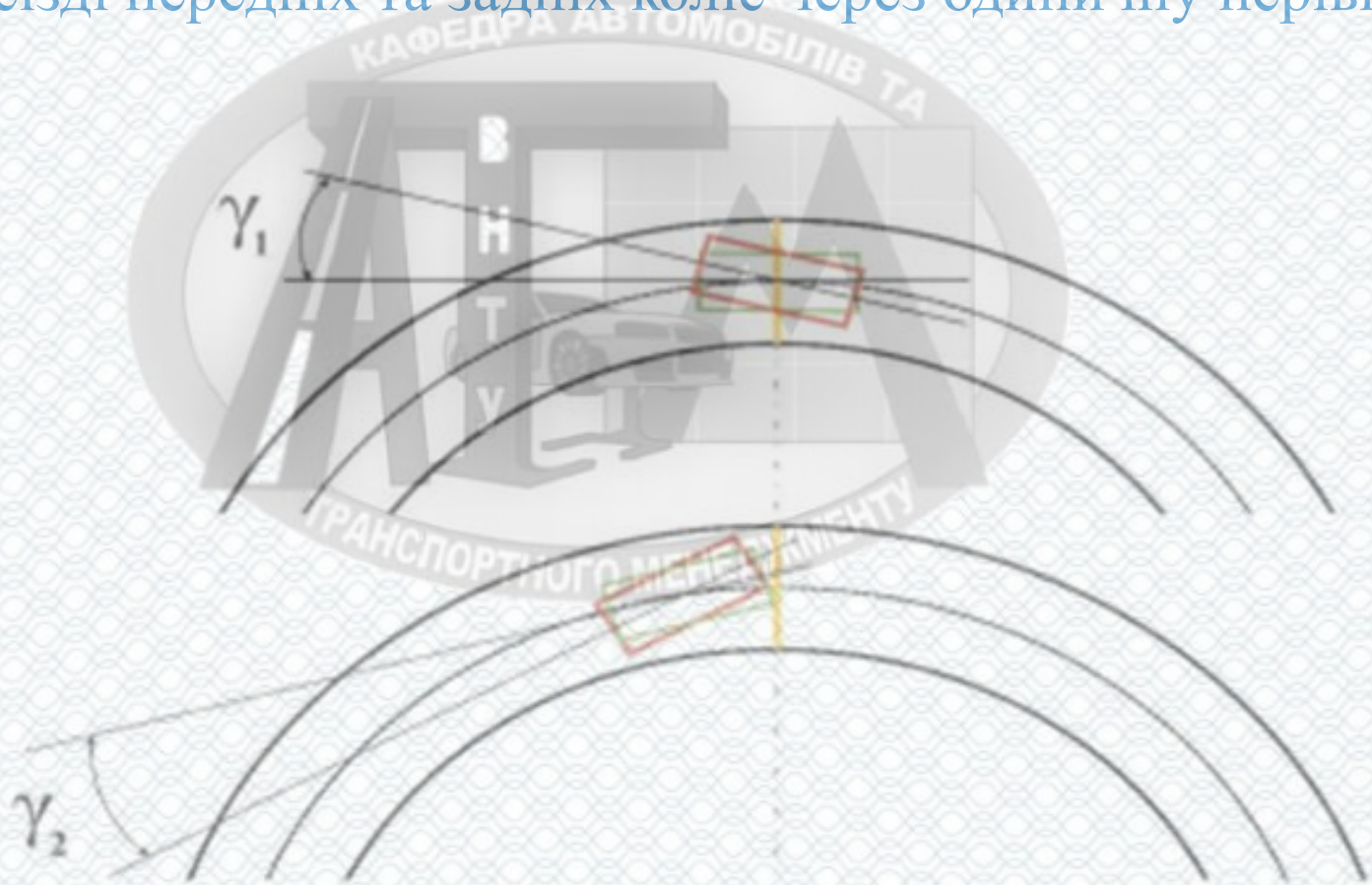
# Загальна структурна схема процесу функціонування об'єкта дослідження



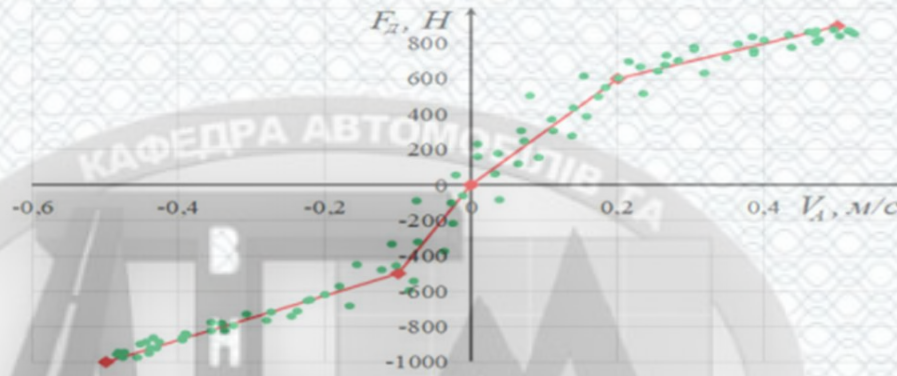
# Алгоритм розрахунку параметрів системи «Підресорена маса – Амортизатори - Непідресорена маса - Шини - Одинична нерівність» 7



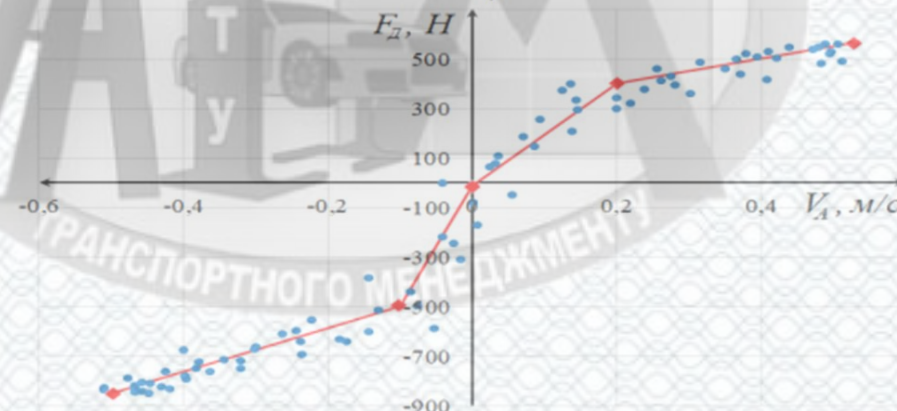
Схема відхилення поздовжньої осі від заданого напрямку руху при переїзді передніх та задніх коліс через одиничну нерівність



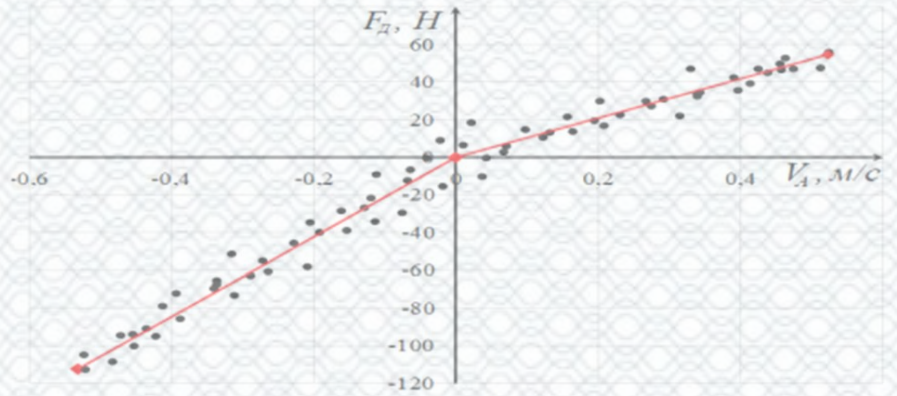
# Робочі характеристики передніх амортизаторів



а)

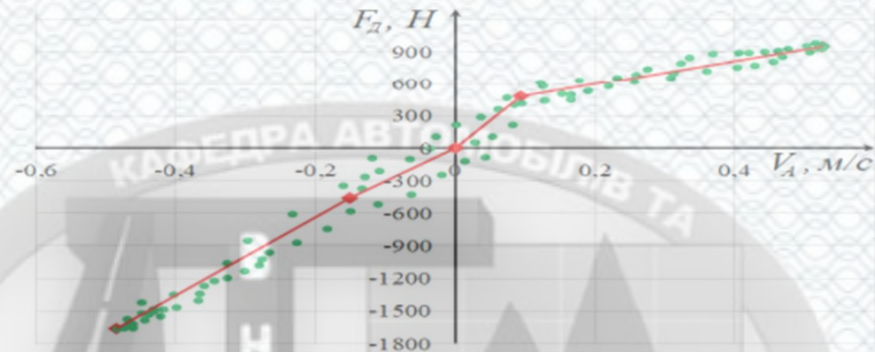


б)

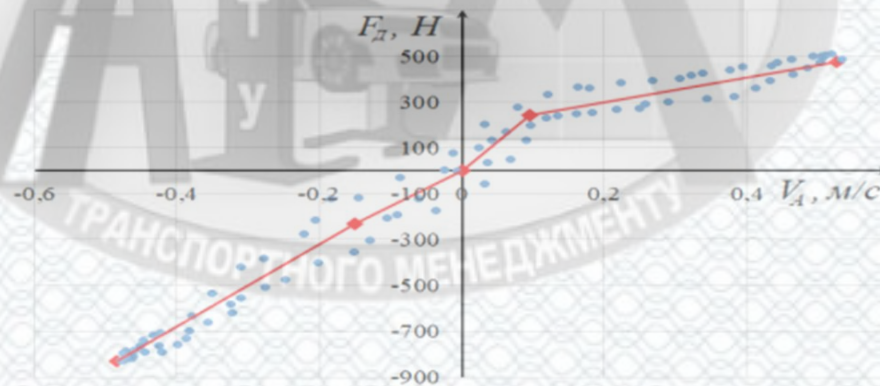


а) працездатність – 100%; б) працездатність – 78%; в) працездатність – 2%.

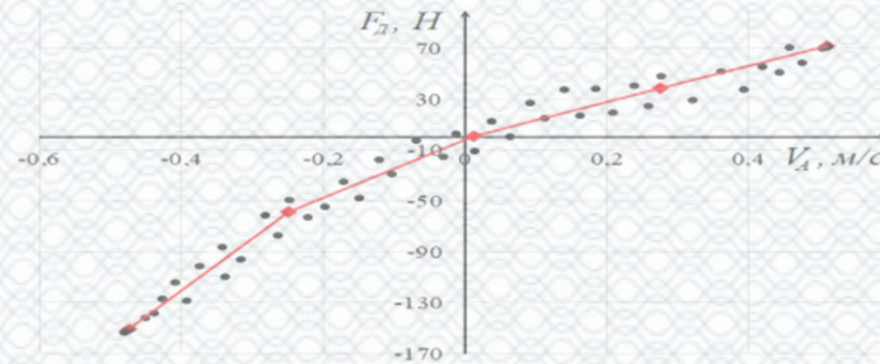
# Робочі характеристики задніх амортизаторів



а)

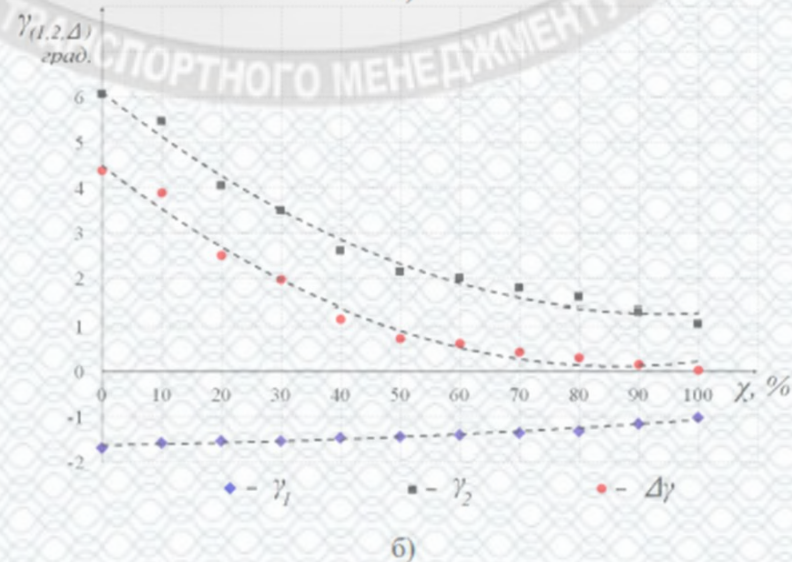
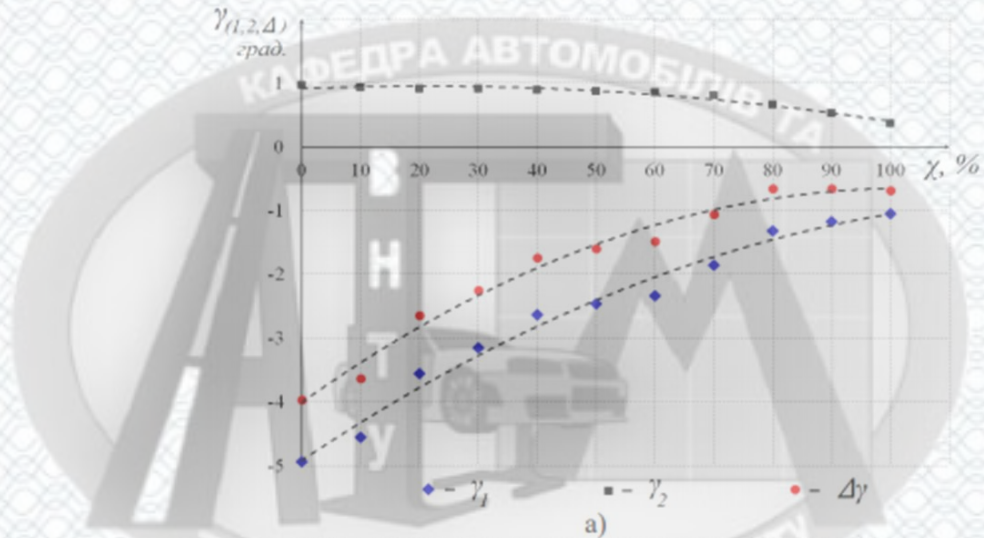


б)



а) працездатність – 100%; б) працездатність – 62%; в) працездатність – 4%.

Графіки залежностей кутів відхилення поздовжньої осі ТЗ при дії бічної сили та переїзді одиничної нерівності. при варіюванні технічного стану

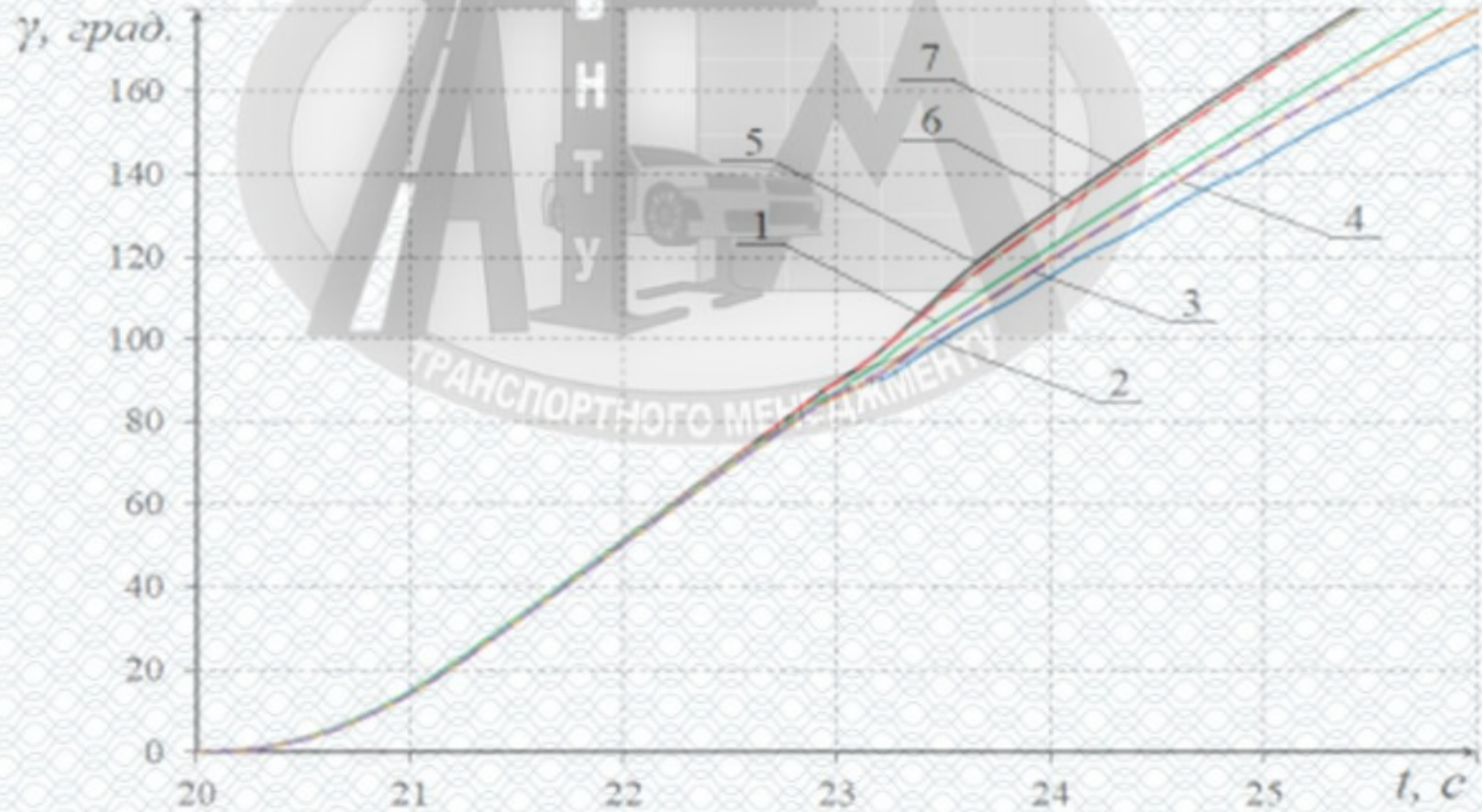


а) передніх амортизаторів; б) задніх амортизаторів:

$\gamma_1$  кут відхилення поздовжньої осі ТЗ при переїзді передніх коліс;  $\gamma_2$  – кут відхилення поздовжньої осі ТЗ при переїзді задніх коліс;

$\Delta\gamma$  - сума кутів

Графік кута  $\gamma$  повороту автобуса навколо вертикальної осі, при його русі по колу радіусом 15 м зі швидкістю 40 км/год, та переїздом одиничної нерівності, що має профіль  $0,05 \times 0,05$  м, залежно від технічного стану амортизаторів



1 – всі справні; 2 – передні несправні; 3 – несправний передній лівий; 4 – несправний передній правий; 5 – несправні задні;  
6 – несправний задній лівий; 7 – несправний задній правий.

## Результати виробничої перевірки дорожнього методу контролю технічного стану амортизаторів за умов експлуатації

Місця установки несправних амортизаторів на ТЗ	Кути відхилення повздовжньої осі ТЗ від заданого напрямку руху після переїзду через одиничну нерівність коліс передньої $\gamma_1$ , задньої $\gamma_2$ осі, їх сума $\Delta\gamma$		
	$\gamma_1$ , градус	$\gamma_2$ , градус	$\Delta\gamma$ , град. / повертаємість
Несправні передні: лівий і правий	-4,93	0,96	-3,97 / недостатня
Несправний передній лівий	-2,38	0,90	-1,48 / недостатня
Несправний передній правий	-2,26	0,78	-1,48 / недостатня
Несправні задні: лівий і правий	-1,67	6,08	+4,41 / надлишкова
Несправний задній лівий	-1,55	4,79	+3,24 / надлишкова
Несправний задній правий	-1,51	4,56	+3,05 / надлишкова



## ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення ефективності контролю технічного стану двигини моторів автотранспортних засобів в умовах експлуатації на прикладі товариства з обмеженою відповідальністю «Таксопарк плюс» міста Вінниці

Тип роботи: Магістерська дипломна робота  
(тип роботи)

Назва кафедр: кафедра автомобілів та транспортного менеджменту  
(назва кафедри)

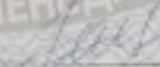
### Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 98,2 % Схожість 1,8%

Аналіз звіту подібності (виділити потрібне):

1. Запозичення, виділені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
2. Виділені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
3. Виділені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату, оскільки в них містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

  
(підпис)

Цимбал О.В.  
(прізвище, ініціал)

Ознайомлені з новим звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автори роботи

  
(підпис)

Недубалюк Б.М.  
(прізвище, ініціал)

Керівник роботи

  
(підпис)

Огневий В.О.  
(прізвище, ініціал)