

Хмельницький національний університет  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

## Пояснювальна записка до дипломної роботи бакалавра


Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»


Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

на тему: «Покращення динаміки транспортного засобу за рахунок  
використання регульованої підвіски»

Шифр: ДРБАТ 23.20109.000. ПЗ

Виконав: студент 3 курсу, група АТс -20-20  Н.В. Кухар

Керівник

 д.т.н., проф. О.В. Діха

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ  Діха О.В.

8 06 2023\_р.

Хмельницький, 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: бакалавр  
Галузь знань: 27 «Транспорт»  
Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»  
Спеціалізація: «Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав.кафедрою ТАМ  
" 20 "березня 2023 р. Диха О.В.

**З А В Д А Н Н Я**  
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Кухару Назару Вікторовичу

1. Тема проекту:  
«Покращення динаміки транспортного засобу за рахунок використання регульованої підвіски»

керівник проекту: Диха Олександр Володимирович, д.т.н., проф.

Затверджено наказом університету від 10.03 2023р. № 5

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 10.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

- 1) Технічні умови на технологію ТО і ремонту підвіски автомобіля.
- 2) Річна програма ремонту деталей.
- 3) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

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

1. Конструктивні особливості підвісок автомобіля та методи регулювання пружних елементів
2. Розрахункова схема транспортного засоба з регульованою підвіскою
3. Експериментальні випробування регульованих елементів підвіски автомобіля

### 5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання: 20 березня 2023р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Конструктивні особливості підвісок автомобіля та методи регулювання пружних елементів	1.05.2023	
2	Розрахункова схема транспортного засоба з регульованою підвіскою	15.05.2023	
3	Експериментальні випробування регульованих елементів підвіски автомобіля	25.05.2023	
4	Оформлення пояснювальної записки	5.06.2023	
5	Оформлення презентації	15.06.2023	

Студент



Кухар Н.В.

Керівник роботи



Диха О.В.

д  
ви  
ко  
В п  
1. Ро  
харак  
2. Розр  
відрізня  
3. Розр  
автомобі  
4. Розробл  
використан  
автомобіля.

Перелік ключ  
навантаженість

## РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 84 сторінок, кількість рисунків – 49, таблиць – 15, додатків – 1, кількість джерел згідно із переліком посилань – 80  
Студент гр. АТс-20-2 Кухар Н.В.

**Тема «Покращення динаміки транспортного засобу за рахунок використання регульованої підвіски»**

Дана бакалаврська дипломна робота присвячена зниженню динамічної навантаженості транспортного засобу за допомогою використання регульованої підвіски та використання розроблених конструкцій підвіски у легкових автомобілях.


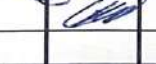


В процесі виконання роботи:

1. Розроблені функціональні аналоги пружного елемента з нелінійною характеристикою амортизатора РП.
2. Розроблена розрахункова схема транспортного засобу з РП, що відрізняються від існуючих.
3. Розроблена методика розрахунку та оцінки динамічної навантаженості автомобіля з РП.
4. Розроблена методика експериментального підтвердження ефективності використання розробленої РП на основі порівняльного аналізу проїзду автомобіля.

**Перелік ключових слів:** автомобіль, підвіска, амортизатор, динамічна навантаженість

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1.КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ ТА МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	8
1.1.Загальні відомості про підвіску транспортного засобу. Функції елементів підвіски.....	8
1.2.Огляд існуючих рішень конструкцій пружних елементів підвіски транспортного засобу.....	10
1.3.Огляд існуючих рішень конструкцій дисипативних елементів підвіски транспортного засобу.....	15
1.4.Пасивні, адаптивні та регульовані амортизатори, системи управління.....	19
1.5.Конструкція досліджуваної регульованої підвіски.....	34
2.РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБА З РЕГУЛОВАНОЮ ПІДВІСКОЮ.....	41
2.1.Апроксимація робочої характеристики пружного елемента підвіски транспортного засобу.....	41
2.2.Вдосконалення трибологічних параметрів поршня амортизатора.....	49
3.ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ.....	54

ДРБАТ 23.20109.000. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Кухар			
Перевір.	Диха			
Н.контр.	Бабак			
Затвер	Диха			
Покращення динаміки транспортного засобу за рахунок використання регульованої підвіски			Літ.	Аркуш
			4	84
			ХНУ, гр. АТс-20-2	

3.1.Проведення ходових випробувань для перевірки адекватності розроблених математичних моделей.....	54
3.2.Визначення робочих характеристик пружних елементів.....	60
3.3.Стендові випробування досліджуваної регульованої підвіски.....	62
ВИСНОВКИ.....	65
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	66
Додатки.....	74

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		6

## ВСТУП

В умовах глобалізації ринкової економіки до експлуатаційних властивостей машин, що розробляються, пред'являються підвищені вимоги. Сучасний розвиток обчислювальної техніки та мікроелектроніки дозволяє проектувати та виготовляти технічні системи, що досягають максимальної ефективності в плані реалізації їх виконуваних функцій на оптимальних режимах роботи, реалізувати складні нелінійні алгоритми управління, значно знизити витрату палива, з високою швидкістю отримувати дані від зовнішніх датчиків і точно оцінювати стан довкілля.

При розробці конструкції системи підресорювання транспортного засобу (ТЗ) конструкторам доводиться вирішувати проблему узгодження наступних двох груп суперечливих вимог: 1) вимог забезпечення комфортабельності; високого рівня плавності ходу ТЗ, ізоляції кузова від вібрацій та дорожніх шумів, обумовлених жорстким коченням шин і негативно впливають на обладнання та людину; 2) вимог забезпечення безпеки руху, керованості та стійкості ТЗ. Підвіска ТЗ має забезпечувати зазначені вище показники, задовольняючи при цьому обмеження на розмір, масу, споживану потужність та акустичні показники. Один з найбільш ефективних та перспективних способів різко підвищити експлуатаційні властивості, узгодити суперечливі за своєю природою характеристики – використання в конструкції підвіски ТЗ регульованих, адаптивних чи активних амортизаторів. При проектуванні регульованої підвіски одним із найважливіших для оцінки параметрів є динамічна навантаженість ТЗ.

Існуючі на сьогоднішній день адаптивні та активні підвіски володіють рядом недоліків, що докладно розглядаються в даній роботі. Можна відзначити обмеженість діапазону регулювання їх робочих характеристик, високу вартість, значне нагрівання елементів..

На сьогоднішній день неможливо уявити собі виробництво без комп'ютерного моделювання та створення віртуальних моделей, що

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		7

виробляються об'єктів. Існуючі підходи до математичного моделювання руху ТЗ є спрощеними, як правило, враховують лише лінійні робочі характеристики підвіски. Проте, робочі характеристики амортизаторів є суттєво нелінійними. Що стосується пружних елементів, нині все частіше починають застосовуватися конструкції, що забезпечують нелінійні робочі характеристики.

Актуальність розробки методики визначення найбільш ефективних режимів роботи підвіски підтверджується можливістю її подальшого використання при проектуванні та випуску конкурентоспроможних ТЗ.

Метою дипломної роботи є зниження динамічної навантаженості транспортного засобу за допомогою використання регульованої підвіски та використання розроблених конструкцій підвіски у легкових автомобілях.

Основні завдання роботи:

1. Розробка функціональних аналогів пружного елемента з нелінійною характеристикою амортизатора РП.
2. Розробка розрахункової схеми транспортного засобу з регульованою підвіскою.
3. Розробка методики розрахунку та оцінки динамічної навантаженості МС з РП.
4. Розробка методики експериментального підтвердження ефективності використання розробленої регульованої підвіски на основі аналізу проїзду автомобіля.

## 1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ ТА

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		8

# МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ПРУЖНИХ ЛЕМЕНТІВ

## 1.1 Загальні відомості про підвіску транспортного засобу. Функції елементів підвіски.

Підвіскою транспортного засобу називатимемо сукупність пристроїв, що зв'язують колеса з рамою (кузовом) та призначені для зменшення динамічних навантажень, що передаються автомобілю внаслідок нерівної поверхні дороги, а також забезпечують передачу всіх видів сил і моментів, що діють між колесами та рамою (кузовом).

У роботі [43] наводиться таке визначення підресорених та непідресорених частин транспортного засобу. До підресорених частин належать агрегати, вузли та деталі, сила тяжкості яких сприймається підвіскою. До непідресорених частин – агрегати, вузли та деталі, сила тяжіння яких не сприймається підвіскою, тобто. колеса, мости. Надалі у роботі при згадці відповідних термінів маються на увазі саме ці визначення.

Коливання подресореної маси ТС викликають стомлення водіїв, є причиною несприятливих, небезпечних, дискомфортних умов. Як зазначено у роботі [33], на дорогах з нерівною поверхнею середня швидкість знижується на 40...50%, продуктивність роботи зменшується на 35...40%. Також коливання викликають підвищення динамічних навантажень на вузли та деталі, скорочують ресурс їхньої роботи.

Сучасні підвіски є складними системами, що включають механічні, гідравлічні, пневматичні та електричні елементи. Підвіскитакож можуть містити електронні блоки керування, що реалізують задану програму керування. Все це дозволяє забезпечити високі параметри керованості ТЗ, стійкості, комфортабельності та безпеки [96, 97].

Наступні основні вимоги застосовуються до підвісок:

- забезпечення заданої плавності ходу;
- забезпечення руху без ударів обмежувач;
- обмеження поперечного крену автомобіля;

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			9

- кінематичне узгодження переміщень керованих коліс, що виключає їх коливання щодо шворнів;
- забезпечення згасання коливань кузова та коліс;
- сталість колії, кутів нахилу коліс;
- сталість кутів нахилу шворнів;
- надійна передача від коліс до кузова поздовжніх та поперечних сил;
- зниження маси безпружинних частин.

Загалом підвіска ТЗ складається з наступних 4 пристроїв:

- пружний елемент;
- напрямний елемент;
- дисипативний (гасить) елемент;
- стабілізуючий елемент.

Розглянемо докладніше призначення даних пристроїв [77].

Різноманітні сили взаємодії опорної поверхні та колеса можуть бути зведені до трьох складових: поздовжня  $X$ , поперечна  $Y$  вертикальна  $Z$  (рисунок 1.1). Пружний елемент ТС призначений для зниження динамічних навантажень, обумовлених вертикальними складовими сили  $Z$ . Через пружний елемент підвіски також можуть передаватися й інші складові сил взаємодії колеса та дорожнього полотна. Пружний елемент викликає коливання підресореної та безпружинної мас. Деталі підвіски, що викликають згасання коливань корпусу і коліс, відносять до дисипативного (гасить) елемента підвіски. Через напрямний елемент відбувається передача поздовжніх і поперечних складових сил  $X$ ,  $Y$ , так само як і їх моментів. Направний елемент також визначає кінематику підресореної та безпружинної мас. Стабілізуючий елемент призначений головним чином для зменшення бокового крену та поперечних кутових коливань ТС. Перелічені функції елементів можуть виконуватися одними й тими самими, чи різними пристроями.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		10

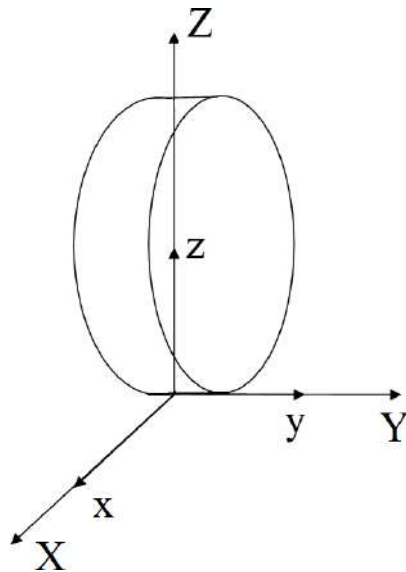


Рисунок 1.1 . Складові сил, що діють на колесо зі сторони дороги

## 1.2 Огляд існуючих рішень конструкцій пружних елементів підвіски транспортного засобу

Залежно від робочого середовища та матеріалу пружні елементи поділяються на сталеві, пневматичні (газові), пластмасові, гумові та пінополіуретанові [73]. Пружні елементи з гуми та пінополіуретану застосовують переважно на одновісних причепах до легкових автомобілів, при цьому пінополіуретан навантажується на стиск, гума – на зсув. Зі сталі виготовляються ресори, пружини, торсіони та стабілізатори.

Першою та найвідомішою формою пружного елемента є листові ресори [74]. Однією з основних переваг ресори є здатність сприймати як ' сили в різних напрямках, так і моменти при рушанні з місця, гальмуванні. Ресори дозволяють забезпечувати прогресивну робочу характеристику пружного елемента підвіски. Зазначимо основні недоліки ресор. Насамперед, це високе, а головне, що змінюється протягом життєвого циклу підвіски тертя між листами. Наслідком зношування є поява концентраторів напруги.

У залежній підвісці вантажних автомобілів у причепах часто використовуються поздовжні ресори [5, 6]. Багатолистові та сучасні

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		11



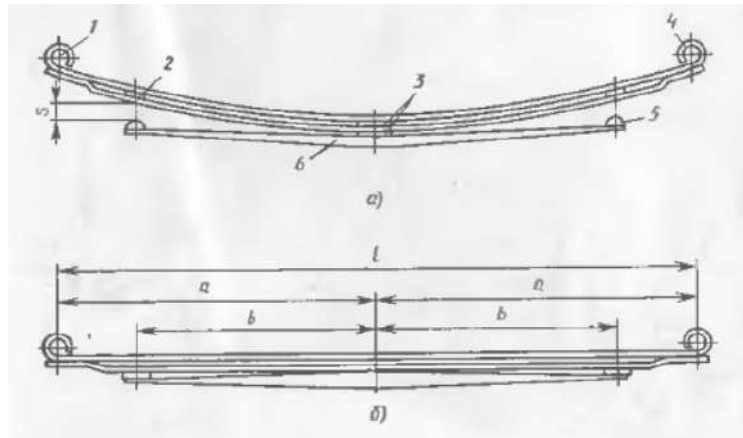


Рисунок 1.3 . Параболічна ресора прогресивної дії, розробка Volkswagen.

**Поперечні ресори** виконують підресор кузова щодо моста, а також можуть виконувати роль напрямного елемента передньої підвіски. Параболічні поперечні ресори з одним-трьома листами досить компактні і можуть застосовуватися з метою зниження вартості та маси ТС.

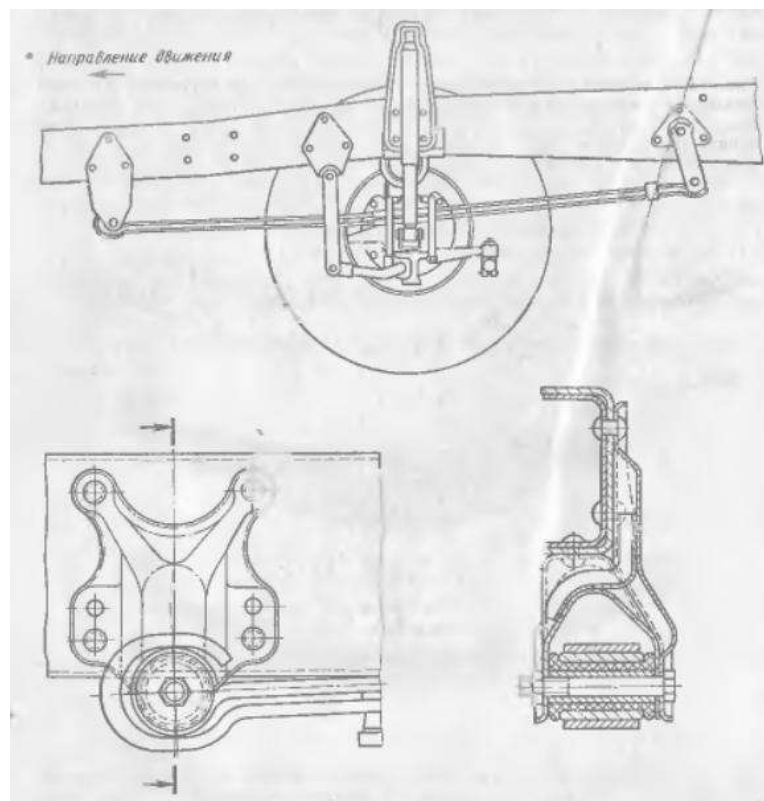


Рисунок 1.4 . Передня підвіска Daimler легких вантажних ТЗ з дволистовими параболічними ресорами.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата		13

**Пружини.** У передніх та задніх підвісках ТЗ велике поширення отримали гвинтові пружини з постійним кроком намотування і товщиною про-волоки  $d$  (рисунок 1.5). Такі пружини по всьому ходу підвіски мають лінійну робочу характеристику.

Для забезпечення необхідної нелінійної характеристики використовується додатковий пружний елемент, або циліндричні та бочкоподібні пружини зі змінною товщиною дроту та кроком намотування, використання конічного дроту (рисунок 1.6, 1.7).

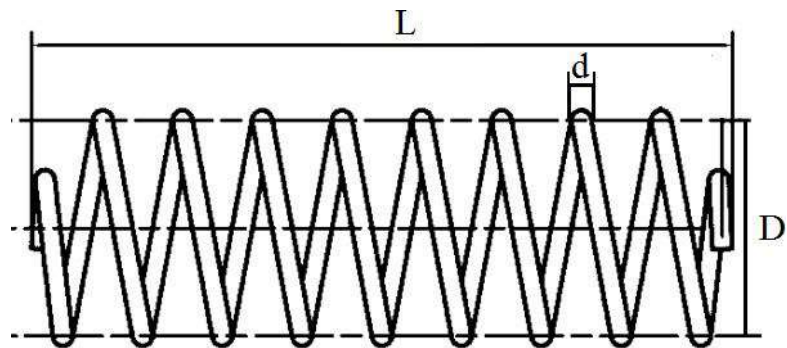


Рисунок 1.5 . Пружина підвіски з постійним кроком намотування та товщиною дроту  $d$



Рисунок 1.6 . Гвинтова пружина з нелінійною робочою характеристикою, що реалізується за рахунок різного кроку намотування

Бочкоподібні пружини при їх використанні в конструкціях задніх підваги дозволяють отримати рівний і більший простір багажника, оскільки вони займають менше місця по висоті, ніж обумовлюється їх широке

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		14

розповсюдження мандрівка у конструкціях підвісок сучасних ТС. На рисунку 1.8 наведено циліндричну та бочкоподібну пружину, що мають однакову жорсткість і змінний діаметр прутка, що забезпечує нелінійність робочої характеристики.

Циліндричні торсіони використовуються для підресорювання кузова, а також як стабілізатор. Для передачі пружного моменту на кінцях торсіону є отримані гарячою висадкою голівки зі шліцами або чотиригранником [74]. Для виконання функції стабілізатора до торсіону встик приварюються U-подібні пластини. Недоліком торсіонів є велика довжина. Циліндричний торсіон повинен мати певну довжину, що визначається вимогами до міцності. Якщо забезпечити довжину неможливо, при поперечному розташуванні можуть бути використані багатолістові плоскі торсіони (рисунок 1.9). Такі конструкції вимагають чотиригранних настановних елементів з обох сторін, більш жорстких допусків.

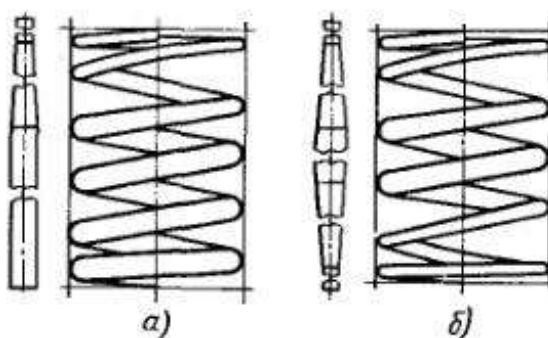


Рисунок 1.7 – Пружина з нелінійною робочою характеристикою, виготовлена з дроту змінного перерізу з конусом, шліфованим в одну (а) або дві сторони (б).

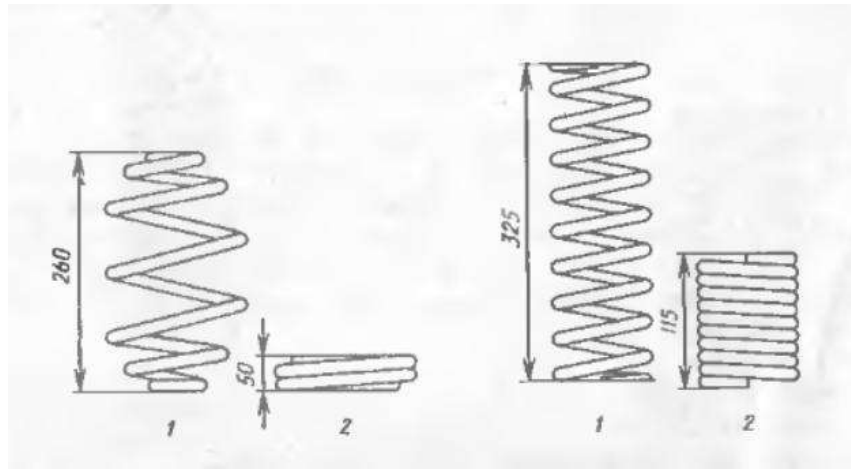


Рисунок 1.8 . Бочкоподібна та циліндрична пружини з однаковою жорсткістю

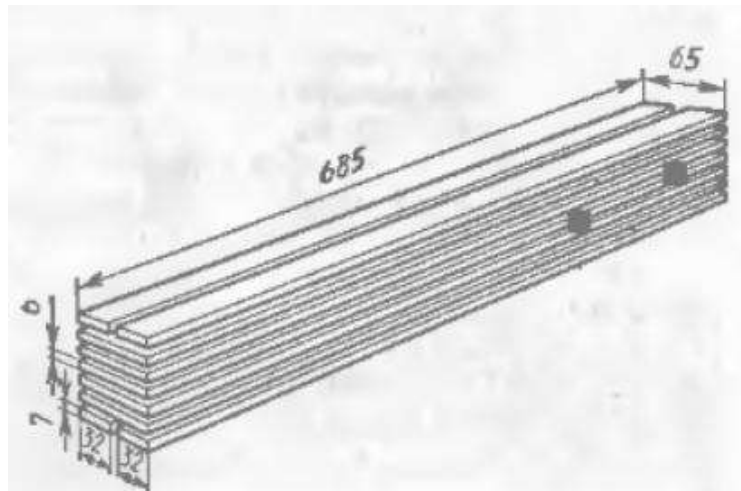


Рисунок 1.9 - Набірний торсіон фірми Peugeot

### 1.3 Огляд існуючих рішень конструкцій дисипативних елементів підвіски транспортного засобу

**Дисипативний елемент (амортизатор)** однаково призначений як забезпечення комфортабельності, і безпеки руху: він запобігає відрив колеса від дорожнього покриття, тобто. забезпечує хороше зчеплення колеса з дорогою та запобігає коливанням кузова [31, 32, 36, 91-95]. Як амортизаторна рідина в основному використовується малов'язка

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		16

мінеральна олія. До таких олій пред'являються високі вимоги оптимальної в'язкості при великих температурах (до 200° С в амортизаторах у тропічному виконанні [74]), низькій температурі замерзання, до їх антикорозійних та змащувальних властивостей. Розглянемо докладніше основні конструкції амортизаторів.

**Важельні амортизатори.** Тяжкі машини без високих вимог комфортабельності, транспортні засоби, що розвивають невеликі швидкості, що мають жорстку систему підресори, не вимагали високої якості демпфування [73]. Основна функція амортизатора в таких машинах полягала у забезпеченні безпеки. Для цього достатньо було простих та компактних важельних амортизаторів (рисунок 1.10). Кулачок через сухар навантажує поршень, з робочої порожнини в безнапірну порожнину масло витісняється через клапан, що демпфує. Шляхом зміни зовні переднатягу гвинтової пружини в корпусі клапана може бути встановлене бажане зусилля демпфування. Поворотна пружина під час ходу стиснення віджимає поршень вгору, і масло перетікає назад у робочу порожнину.

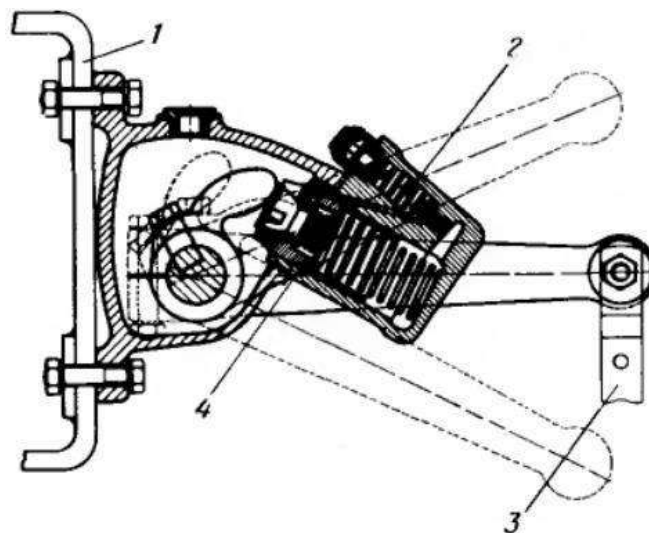


Рисунок 1.10 . Односторонній амортизатор важеля, що демпфує тільки перебіг відбою: 1. рама ТЗ; 2 . регульований клапан; 3 . кріплення до підвіски; 4 . зворотний клапан, зворотна пружина та робочий поршень

Основними перевагами амортизаторів такого типу є можливість їх

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		17

використання як поперечний важіль.підвіски, компактність, зовнішнє регулювання. Однак ці переваги пов'язані зі значними недоліками: висока вартість виготовлення, велика маса. Зусилля на поршні приблизно в п'ять разів більше в порівнянні з точкою контакту колеса з дорогою. Також слід зазначити підвищений внутрішній тиск, недостатнє демпфування коливань коліс при високих швидкостях руху транспортного засобу та жорстких шинах. З цієї причини амортизатори важеля практично не застосовуються в конструкціях підвісок сучасних транспортних засобів, однак, можуть знаходити застосування в конструкціях систем віброзахисту машин [20, 73].

**Двотрубні амортизатори.** За розмірами телескопічний двотрубний амортизатор вимагає більшого місця порівняно з важелем. Цей факт має бути врахований під час проектування транспортного засобу. Однак, вартість та ефективність таких амортизаторів значно вища за важільні [24,25]. На рисунку 1.11 наведено схему пристрою двотрубного амортизатора.

Конструкція амортизатора включає: поршень 6, закріплений на нижньому кінці штока 5, направляючу штока 1, що також використовується для встановлення ущільнення 3, робочу порожнину А. Між резервуаром 8 і циліндром 7 розташована наполовину заповнена амортизаторною рідиною компенсація. Незаповнена частина призначена для сприйняття обсягів рідини, що витісняється при переміщенні штока, та додаткового об'єму за рахунок розширення при нагріванні.

Монтаж таких амортизаторів виконується зверху до кузова машини. При цьому сили в точках кріплення дорівнюють демпфіруючого зусилля на поршні. Під час ходу стиснення підвіски шток 1 переміщається вниз. При цьому з нижньої частини робочої порожнини через клапан II масло перетікає у верхню частину. Частина рідини, що дорівнює обсягу зануреного штока, через клапан IV переходить у компенсаційну порожнину С. При ході відбою поршень 6 переміщається вгору.

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			18

Між ним та направляючою штока 1 утворюється підвищений тиск. Клапан I у своїй здійснює зусилля відбою – основний обсяг рідини витісняється крізь нього. При висуванні штока об'єм рідини, що бракує, перетікає з порожнини С в порожнину А через впускний клапан III. Резервуар 8 служить також для охолодження рідини, що перетікає з робочої камери компенсаційну.

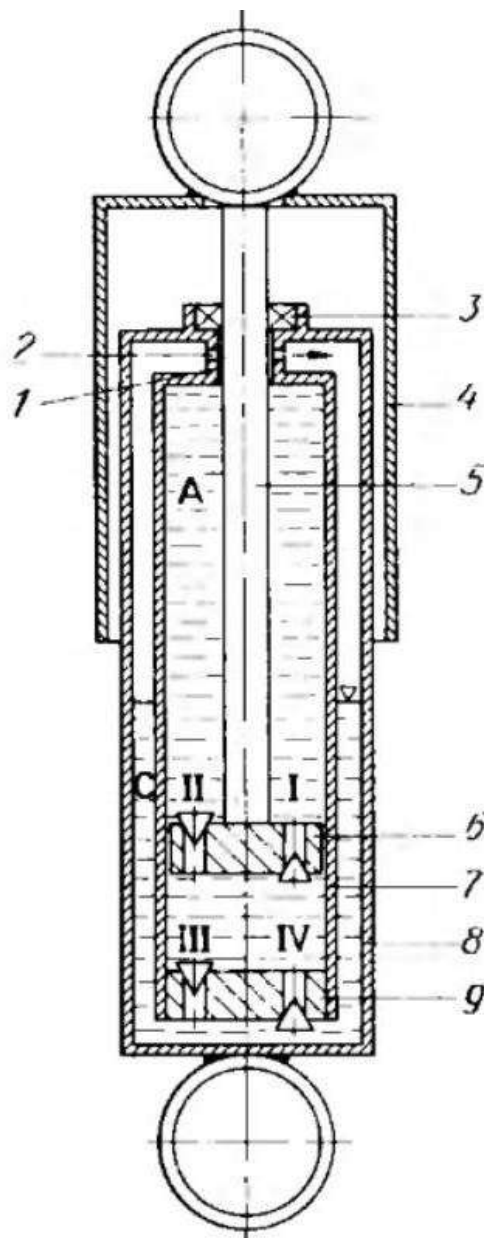


Рисунок 1.11 - Схема двотрубного амортизатора

Змн.	Арк.	№ док.К.	Підпис	Дата

#### 1.4 Пасивні, адаптивні та регульовані амортизатори, системи управління

Як уже зазначалося вище, за принципом керування всі існуючі на сьогоднішній день конструкції амортизаторів транспортних засобів можна розділити на три категорії: пасивні, адаптивні та регульовані [38]. Адаптивні та регульовані підвіски можуть бути активними. На рисунку 1.12 представлено загальний вигляд робочих характеристик пасивного, адаптивного та активного адаптивного амортизаторів. На рисунку введені такі позначення:

- Зусилля на штоку амортизатора, Н; - Швидкість переміщення штока, м / с. Як видно з даного малюнка, робоча характеристика пасивного амортизатора єдина, визначається при проектуванні пристрою і надалі може бути змінена. Адаптивний амортизатор дозволяє реалізовувати сімейство робочих характеристик. При цьому відзначимо, що вектор сили на штоку завжди направлений вектору швидкості переміщення штока. Активний адаптивний амортизатор дозволяє генерувати сили у протилежному напрямку [55, 57]. Розглянемо ці категорії докладніше.

**Пасивні амортизатори.** Пасивні амортизатори являють собою дисипативні пристрої, що перетворюють механічну енергію переміщення безпружинних мас теплову енергію переміщення амортизаторної жидкостки. Пасивні амортизатори, що найчастіше зустрічаються в сучасних конструкціях транспортних засобів, є телескопічними одно- або двотрубними. Принциповий опис та огляд типових конструкцій таких амортизаторів наводились у попередньому розділі.

**Адаптивні амортизатори.** Адаптивні та пасивні амортизатори працюють за одним принципом – це дисипативні пристрої, що перетворюють механічну енергію переміщення безпружинних мас на теплову. Однак, у конструкціях адаптивних амортизаторів використовуються керовані клапани, що дозволяють змінювати їх робочі характеристики за рахунок варіації внутрішніх тисків амортизаторної рідини або за рахунок варіації

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			20

властивостей рідини. Робочі характеристики адаптивних амортизаторів на фазі стиснення та відбою можуть змінюватись незалежно [38].

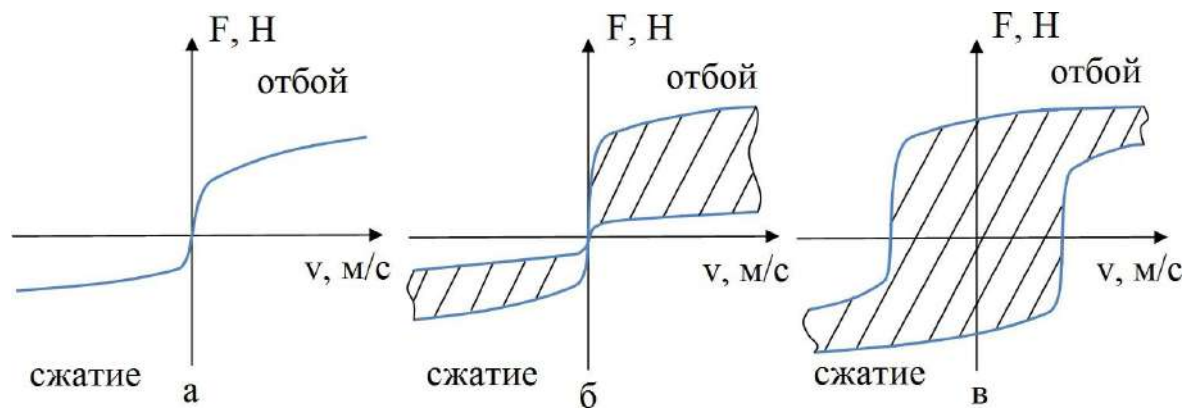


Рисунок 1.12 – Загальний вигляд робочих характеристик амортизаторів (а – пас-сивний, б - адаптивний, в - активний адаптивний)

На сьогоднішній день представлені різні варіанти конструкцій адаптивних амортизаторів, які реалізують можливість змінювати робітничихарактеристики, перемикаючись між встановленими режимами роботи, або змінювати їх безступінчато.

Однією з перших конструкцій адаптивних амортизаторівз можливістю ступінчастої зміни робочих показників була розробка компанії Delco Products [34]. Сервопривід поміщений всередину штока амортизатора та використовується для повороту елемента з нанесеними отворами різного діаметра. Таким чином, змінюється перебіг амортизаторної рідини і, відповідно, робочі характеристики амортизатора. Змінюючи конфігурацію отворів в керуючому елементі, можна досягти бажаного набору робочих характеристик амортизатора. Таке рішення було запропоновано компанією Konі для автомобіля Volkswagen Golf GTI [38]. Така конструкція мала ряд недоліків, зокрема через розміщення сервоприводу міцність штока амортизатора значно знижувалася. Компанія Bilstein запропонувала розміщення сервоприводу вгорі штока [3]. Такий амортизатор застосовувався у автомобілі Porsche 959. Водій мав



ZF Sachs, Tenneco.

У 1987 було представлено систему Electrical Damping Control (EDC). Це була спільна розробка Voge та VDO Adolf Schilling AG, яка вперше застосовувалася в автомобілі BMW 6 серії. Пізніше EDC встановлювалася на автомобілі 5 та 7 серій. Принципова схема системи EDC представлена на рисунку 1.13, де введені такі позначення: 1 – передній правий регульований амортизатор, 2 – передній акселерометр; 6 – електронний блок управління, 7 – передній лівий регульований амортизатор, 8 – датчик повороту рульового колеса, 9 – задній лівий регульований амортизатор.

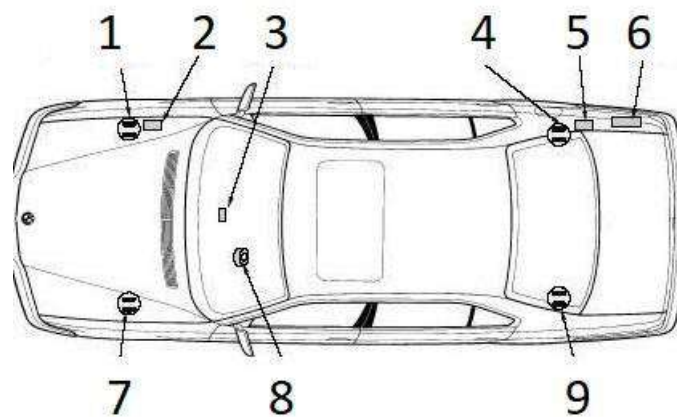


Рисунок 1.13 – Принципова схема EDC

Крім абсолютних значень прискорень, датчики також реєструють часто-зміни прискорень. Акселерометр запитан на 12 В від електронного блоку управління. Значення напруги від 0 до 5 В подається від акселерометрів до електронного блоку управління. Значення 2.5 відповідає стану спокою (прискорення дорівнює нулю), значення 0 і 5 відповідають максимальним значенням прискорень.

В автомобілі BMW M3 використовується амортизатор Voge з двома електромагнітними клапанами, що дозволяють реалізовувати три робочі характеристики.

Слід зазначити розробки ThyssenKrupp Bilstein: систему Active Control Damping 2 (ACD II), яка дозволяє реалізовувати дві робочі

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ доук.	Підпис	Дата			23

характеристики.ки за рахунок використання двох інтегрованих електромагнітних клапанів; а також систему Adaptive Damping System (ADS) з двома зовнішніми клапанами та чотирма можливими робочими характеристиками [38].

Наступним кроком у розвитку адаптивних амортизаторів є поява-ня амортизаторів з можливістю безступінчастої зміни робочих характеристик. Однією із перших таких розробок є амортизатор Continuous Damping Control (CDC) компанії ZF Sachs. Відповідно до статті [23], існує дві можливі компоновання клапанів в адаптивних амортизаторах: усередині робочого циліндра та зовнішня. У разі внутрішнього компоновання стандартні нерегульовані клапани амортизатора замінюються на керовані. При зовнішньому компонованні клапани регулюють потік амортизаторної рідини у додаткових камерах. Амортизатори CDC у варіантах виконання з внутрішнім та зовнішнім клапанами представлені на рисунку 1.14.

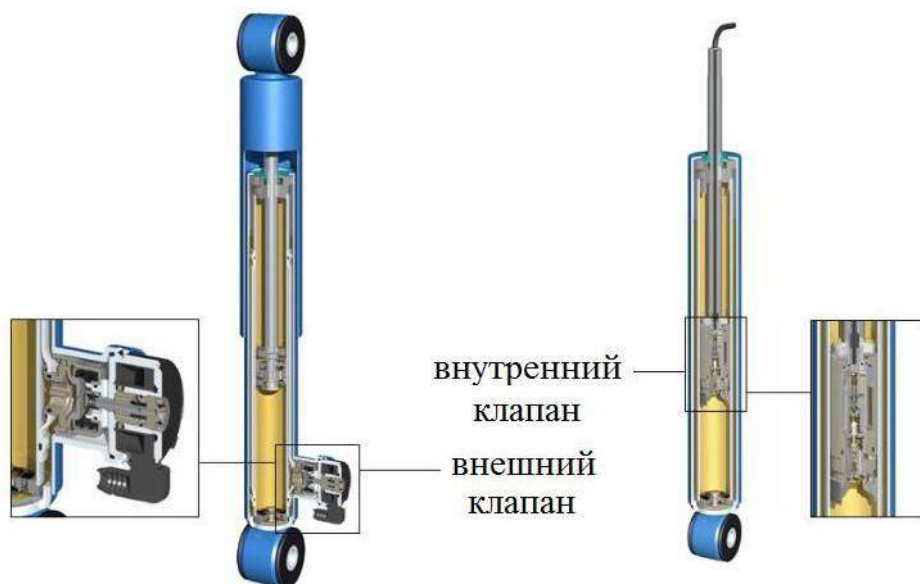


Рисунок 1.14 – Амортизатори CDC

У автомобілях Volkswagen використовується система Dynamic Chassis

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		24

Control (DCC). Вперше DCC було представлено на автомобілі Passat CC. В основі цієї системи – адаптивні амортизатори виробництва Monroe. На рисунку 1.15 представлено схему такого амортизатора.

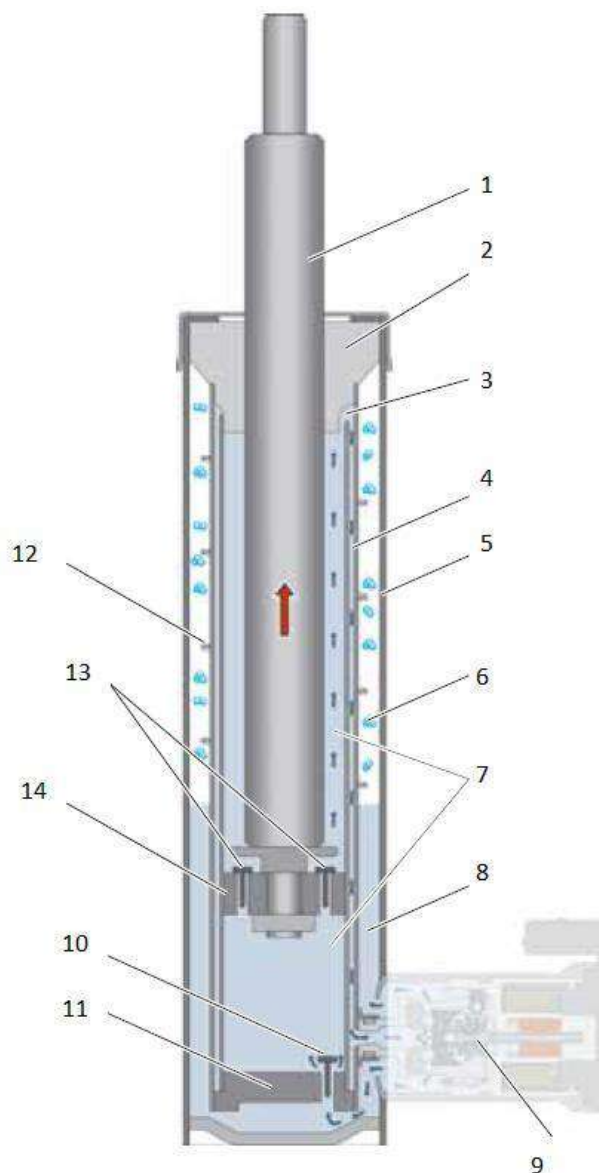


Рисунок 1.15 – Схема телескопічного амортизатора системи DCC у фазі відбою

На рисунку введені такі позначення: 1 – шток поршня, 2 – направляюча, 3 - перепускний отвір, 4 - кільцевий канал, 5 - трубка-резервуар, 6 – газова подушка, 7 – робоча камера 1, 8 – робоча камера 2, 9 –

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		

регульований клапан, 10 – клапан стиснення, 11 – основа, 12 – спіраль піногашення, 13 – поршневий клапан, 14 – поршень.

Переміщення поршня відбувається в робочій камері 1. Додаткова газова подушка встановлюється в робочій камері 2. При розтягуванні та стисканні в одному напрямку (прямоток) масло проходить через регульований клапан і через кільцевий клапан. Масло надходить від регульованого клапана назад до робочої камери 2. Тиск у робочій камері 2 і, відповідно, ступінь демпфування амортизатора визначаються регульованим клапаном.

Виконана як трубка-резервуар робоча камера 2 заповнена маслом частинно. Газова подушка зі спіраллю піногашення розташована над олією. Основне призначення робочої камери 2 – компенсація змін обсягу олії. Зміна потоку масла здійснюється за допомогою блоків демпфуючих клапанів, розташованих на поршні, в регульованому клапані, а також в основі робочої камери. Дані елементи складаються з корпусів клапанів з отворами, що дроселюють, системи гвинтових пружин і пружинних шайб.

Система Electric Damper Control system with Continuously working damping valves (EDCC), що застосовується у BMW 7-серії, представлена у 2011 році. Тут, як і в системі попередника EDC, використовуються регульовані клапани, розташовані на кінці штока амортизатора всередині робочої камери амортизатора [36]. Живлення клапана здійснюється за допомогою проводів, які розташовані всередині порожнистого штока.

В основному в мехатронних системах транспортних засобів використовується передача інформації за інтерфейсами CAN або Flexray. Електронний пристрій керування отримує інформацію з датчиків вертикальних прискорень, кута повороту рульового колеса та швидкостей обертання коліс та обчислює керуючі впливи на клапани амортизаторів відповідно до заданого алгоритму керування [39,52].

В області адаптивних амортизаторів з безступінчастою зміною робочих характеристик слід також відзначити розробки компанії ТКА-

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			26

Bilstein. Дана компанія представила два покоління адаптивних амортизаторів – DampTronic I (з внутрішнім компонованням регульованих клапанів) та DampTronic II (із зовнішніми клапанами) [40].

Один з провідних американських виробників амортизаторів Tenneco випускає адаптивні амортизатори із системою керування Continuously controlled Electronic Suspension (CES). Тут використовується чотири незалежні блоки управління для кожного амортизатора, що обчислюють бажану робочу характеристику, використовуючи модель чверті маси [40].

Ще одна розробка – система безперервного керування демпфуванням CDC (Continuous Damping Control) [38]. Основними елементами є: електронний блок управління (ECU), передні та задні телескопічні амортизатори та датчики. На зовнішній стороні амортизаторів встановлений регулюючий ступінь демпфування пропорційний клапан. Датчики, що встановлюються на колесах, передають значення вертикальних прискорень.

Також використовуються датчики, що встановлюються в кузові ТЗ, що передають інформацію про його переміщення. Ця система використовується виробником Opel у моделях Astra. Блок керування з частотою 2 мілісекунди (період) розраховує електричний струм, що подається на амортизатори відповідно до потреби демпфування і передає його на пропорційні клапани. Для розрахунку значень струму блок управління зчитує значення, виміряні трьома датчиками прискорення, розміщеними всередині транспортного засобу, і дані з CAN (мережа контролерів) транспортного засобу. Через характерні значення у пам'яті блоку управління процесор обчислює необхідний струм, який може варіюватися від 0 А для жорсткої позиції підвіски до 1,6 А для самої м'якої настройки.

На рисунку 1.16 представлена схема системи CDC. Тут: 1 – регульовані амортизатори, 2 – електронний блок управління, 3 – датчик положення рульового колеса, 4 – датчик положення педалі гальма, 5 –

									Арк.
Змн.	Арк.	№ док.К.	Підпис	Дата	ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ				27

датчики поздовжнього та поперечного прискорення, 6 – датчик лінійної швидкості автомобіля, 7 – блок управління TCS, 8 – перемикач режимів "Спорт/Нормальний", 9 - сигнальна лампа.

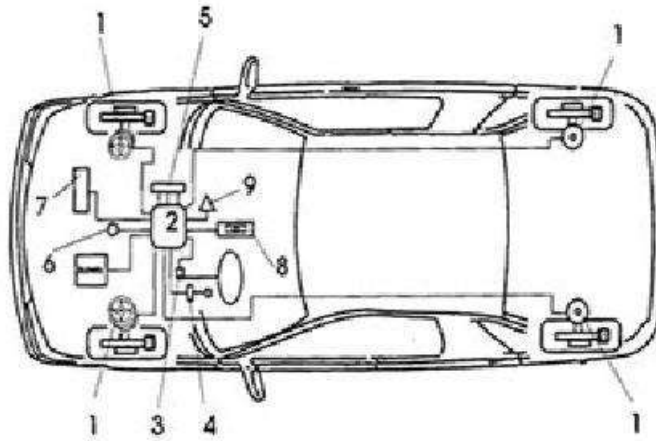


Рисунок 1.16 – Принципова схема системи CDC

Система автоматично приймає рішення про переключення підвіски в безпечний режим "Спорт", якщо відбувається реєстрація однієї з наступних подій:

- різке обертання рульового колеса, що реєструється датчиком 3, або високе значення відцентрової швидкості, що виникає через високу швидкість проходження кривої, що реєструється акселерометром 5;
- високі значення прискорення з акселерометра 5;
- сильне гальмування, виявлене датчиком положення педалі тормоза 4, приєднаним до акселерометра 5;
- сильні вертикальні коливання кузова, спричинені нерівностями дорожніх умов, що визначаються акселерометром 5;
- високі значення швидкості датчика швидкості 6;
- значні різниці сили тяги на колесах, зареєстровані блоком управління TCS 7.

За відсутності вищезгаданих ситуацій блок управління CDC автоматично перемикає систему в режим комфортабельної м'якої підвіски.

Вибір між «жорсткою» та «м'якою» підвісками також може здійснюватися вручну за допомогою перемикача 8 на панелі приладів. Індикація стану системи проводиться за допомогою сигнальної лампи 9.

Амортизатори з електромагнітними клапанами мають значну перевагу – низька вартість. Цей чинник дозволив широко впровадити в масове виробництво. Недоліки, властиві розглянутим вище системам, це насамперед можливість регулювання робочих характеристик в обмеженому діапазоні. Тому в абсолютній більшості представлених на масовому ринку систем управління адаптивними підвісками використовується алгоритм, заснований на законі управління Skyhook [38].

Окремо слід розглянути адаптивні амортизатори, в яких регулювання робочих характеристик здійснюється за рахунок зміни властивостей амортизаторної рідини. Найбільшого поширення серед них набули амортизатори з магнітно-реологічною рідиною.

Система MagneRide, яка використовує магнітно-реологічну рідину у своїй конструкції, вперше була представлена в 2002 році на автомобілі Cadillac Seville STS. В даний час вона використовується на великій кількості машин, як Lamborghini Hurucanto, Audi S3, Ferrari F12, Vauxhall VXR8 GTS. Її виробництво постійно розширюється, тому виробник системи BWI Group заявляє про 300000 автомобілів, обладнаних системою MagneRide, які плануються до випуску в 2020 році [38].

У даній системі використовуються однотрубні амортизатори, заповнені магнітно-реологічною рідиною із включенням магнітних частинок розміром від 3 до 10 мікрон. Поршень амортизатора є електромагніт, керований бортовим комп'ютером. При наведенні магнітного поля частинки вишиковуються в упорядковані структури, тим самим змінюється в'язкість рідини та режим роботи амортизатора.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		29

Заявлена швидкість реакції системи – 1 мс, що у десятки разів менше швидкості відгуку систем з електромагнітними клапанами. При цьому споживається потужність лише 20 Вт.

На рисунку 1.18 представлена схема магнітно-реологічного амортизатора. Дисипативні елементи з магнітно-реологічною рідиною дозволяють за рахунок значно меншого часу зміни робочої характеристики змінювати режим їзди практично непомітно для водія, тим самим збільшуючи плавність ходу автомобіля. Істотний недолік таких конструкцій – найвища вартість. Тому амортизатори з магнітно-реологічною рідиною застосовуються виключно в автомобілях преміум класу, а також у спортивних болідах. Також слід зазначити нестабільність робочих характеристик, що не дозволяють з високою точністю реалізовувати керуючі впливи відповідно до певного алгоритму управління [38].

**Активні адаптивні амортизатори** мають у своїй конструкції власні джерела енергії. Таким чином, напрямок і величина дисипативної сили не залежать від напрямку та швидкості переміщення безпружинних мас.

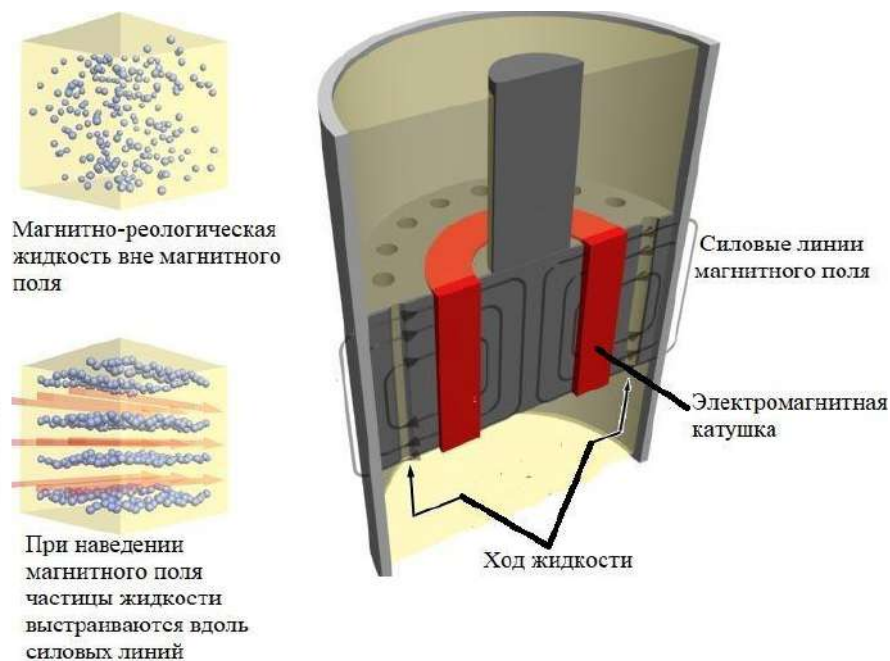


Рисунок 1.17 – Схема роботи магнітно-реологічного амортизатора

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докУ.	Підпис	Дата		30

Розробка Mercedes-Benz – пневматична підвіска Airmatic Dual Control. В складпідвіски входить адаптивна система демпфування ADS. Один із складових елементів підвіски – система регулювання дорожнього просвіту, яка є, по суті, додатковою пневматичною або гідропневматичною системою, що несе частину ваги автомобіля. Регулювання дорожнього просвіту дозволяє підтримувати положення кузова незмінним щодо дороги, що забезпечує повний хід підвіски під час руху нерівними дорогами, а також достатній дорожній просвіт. Таким чином, значно підвищується комфортабельність їзди, так само як керованість, стійкість, а отже, безпека транспортного засобу. На автомобілях Mercedes-Benz системи регулювання дорожнього просвіту можуть бути встановлені на всіх чотирьох колесах або колесах задньої осі. Пружні елементи, розраховані на меншу навантаженість, а також амортизаторні стійки, призначені для переймання на себе решти навантаження, встановлюють при цьому замість стандартних пружних та дисипативних елементів підвіски. У таких конструкціях зміна положення кузова щодо дорожнього покриття досягається регулюванням несучої здатності амортизаторної стійки. Система може змінювати задане значення дорожнього просвіту автоматично або в ручному режимі, наприклад, у разі подолання нерівностей дороги, як. Схема системи регулювання дорожнього просвіту на задній осі представлена на рисунку 1.18, де введені такі позначення: 1 – амортизаторна стійка права, 2 – трубка від акумулятора до правої стійки, 3 – важіль на стабілізаторі, 4 – правий трубка від регулятора рівня до правого акумулятора, 6 – трубка від регулятора рівня до лівого акумулятора, 7 – лівий акумулятор.

Система працює за таким принципом. З бачка 15 гідравлічне масло засмоктується насосом 18, далі масло перекачується під тиском у регулятор рівня 20. Середнє положення важеля регулятора відповідає нормальному дорожньому просвіту. У цьому положенні масло перетікає в

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

бак без тиску через трубу звороту 14. Переміщення важеля регулятора пов'язане зі зміною положення кузова. При завантаженому автомобілі задня частина кузова опускається і підіймається важіль регулятора у верхнє положення. Масло під тиском подається до амортизаторів через клапани в регуляторі. Стійки висуваються, задня частина кузова повертається в нормальне положення, отже, регулювання припиняється, оскільки важіль регулятора повертається в середнє положення. Під час розвантаження ТС важіль знаходиться в нижньому положенні, оскільки задня частина кузова піднімається. Масло через клапани регулятора перетікає через обернену до бачка. Задня частина кузова опускається, важіль регулятора переходить у середнє положення, регулювання припиняється.

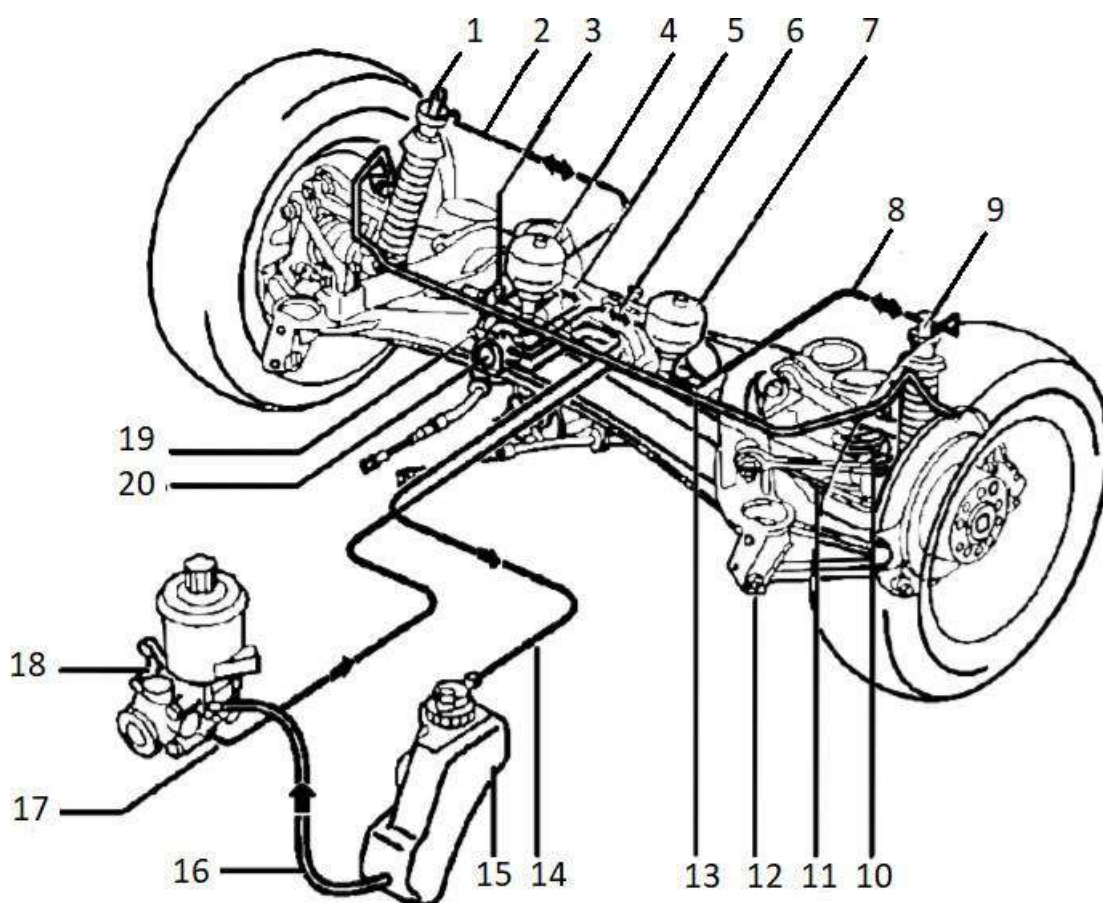


Рисунок 1.18 – Налаштування дорожнього просвіту на задній осі.

Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата



Тут введені наступні позначення: 1, 2 – калібровані отвори, 3 – амортизаторна стійка, 4 – енергоакумулятор, у1, у2 – електромагнітні клапани.

Клапани у1, у2 дискретними, тобто. можуть знаходитись у двох станах «вкл/викл». Амортизатор має максимальну жорсткість при закритих клапанах у1, у2. В цьому випадку переріз каналу мінімальний. Відкриваючи клапани окремо або одночасно, можна збільшити площу перерізу каналу. При цьому жорсткість амортизатора знижується.

З 1995 року на автомобілі Mercedes-Benz встановлюється система адаптивного демпфування ADS II-го покоління. Основні відмінності системи від попередника:

- електромагнітні клапани регулювання жорсткості встановлені для кож-дого колеса;
- датчики прискорень колеса та датчик завантаження відсутні;
- додатково встановлено два датчики прискорень кузова;
- встановлений електронний датчик рівня;
- стани перемикачів режимів роботи зберігаються при вимкне-ном запалюванні;
- можлива реалізація двох варіантів збільшеногдорожнього просвіту: 35 та 60 мК.

Значною перевагою даної системи є малий час роботи клапанів регулювання жорсткості: 2...3 мс. При такому швидкому включенні клапанів регулювання жорсткості відбувається практично непомітно для водія.

Недоліки даної системи пов'язані, в першу чергу, з ресурсами, необхідними для роботи пневматичної системи регулювання дорожнього просвіту. Що стосується самої системи ADS, її головний недолік – ступінчасте регулювання робочих характеристик амортизатора,

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		34

можливість реалізувати обмежений набір характеристик.

Ще одна відома система – розробка компанії Bose. У даній конструкції звичні елементи підвіски (пружини та амортизатори) замінюються на лінійні електродвигуни Bose Suspension System. Це дозволяє вдесятеро знизити час спрацьовування актуаторів. Під час презентації даної системи як тест був продемонстрований маневр «стрибок через перешкоду». Незважаючи на абсолютну перевагу даної системи в порівнянні з аналогічними активними підвісками, вона так і не набула поширення, не випускалася серійно. Насамперед це пов'язано з необхідною потужністю живлення лінійних електродвигунів – існуючі оцінки говорять про 20-30 кВт. Крім того, загальна маса даної системи становить близько 90 кг, що, очевидно, негативно впливає на витрату палива. Ще одним недоліком є висока вартість системи - на момент презентації вона оцінювалася в 5900 \$ [38].

**Регульовані амортизатори.** Адаптивний амортизатор здатний змінювати робочі характеристики у процесі руху відповідно до алгоритму системи управління високого рівня. Частковий випадок адаптивного амортизатора регульований. Він також здатний змінювати робочі характеристики, проте зміна відбувається або вручну водієм, або автоматично, при цьому кожного типу дорожнього профілю вибирається своя робоча характеристика, виходячи з необхідних показників руху. Процес зміни робочих характеристик у цьому випадку називається регулюванням, а підвіска ТС – регульований.

## 1.5 Конструкція досліджуваної регульованої підвіски

Перспективною розробкою в галузі адаптивної та регульованої підвіски є конструкція, запропонована науковою групою під керівництвом доктора технічних наук, професора Дубровського О.Ф. Дана конструкція

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			35

включає пружний елемент з істотно нелінійною робочою характеристикою і адаптивний амортизатор нового принципу дії, що дозволяє реалізовувати надширокий діапазон робочих характеристик. У роботі наводиться короткий опис досліджуваних конструкцій пружного елемента та амортизатора. Детальний опис конструкції та принципу роботи підвіски наводиться в роботах [4, 65,66, 106-110, 113-119, 126-128]. У межах цього дослідження розглядається регулювання робочих характеристик досліджуваного амортизатора. Таким чином, йтиметься про регульовану підвіску (РП). Надалі, при використанні скорочення РП будемо мати на увазі саме цю конструкцію підвіски.

Розглянемо конструкцію пружного елемента. Загальний вигляд пружного елемента представлений рисунку 1.21. На рисунках представлені види по січі-ням А-А і В-В відповідно. Пружний елемент торсіонний, у своїй конструкції містить стрижневий вал 1, встановлений концентрично в трубчастому валу 2. Один кінець 3 стрижневого вала і кінець однієї сторони трубчастого валу розташовані в першому опорному кронштейні 4, з'єднаному з корпусом транспортного засобу (на кресленні не вказано). Інший кінець 5 стрижневого валу пов'язаний з можливістю обертання з другим опорним кронштейном 6, також з'єднаним з корпусом транспортного засобу, і жорстко пов'язаний з іншим кінцем трубчастого валу 2. Кінець 3 (лівий) стрижневого валу 1 в кронштейні 4. Стрижневий і трубчастий вали виконані ступінчастими, при цьому перша (ліва) ділянка 7 стрижневого вала 1 є провідною ділянкою, а перша ділянка 8 трубчастого вала 2 є веденою ділянкою.

Ділянка 9 (правий) стрижневого валу є веденим, а ділянка 10 трубчастого валу – провідною. Ведений 9 і провідний 7 ділянки стрижневого валу за допомогою з'єднувальних муфт 11 і 12 з радіальними зазорами кінематично пов'язані з провідним 10 і веденим 8 ділянками трубчастого валу відповідно.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		36



Внутрішня обойма 17 сполучної муфти 11, що містить два кулачки 18 і 19, жорстко закріплена на веденій ділянці 9 стрижневого валу 1. На веденій ділянці 8 трубчастого валу жорстко закріплена зовнішня обойма з'єднувальної муфти 12, в якій передбачені радіальні пази 20 і 21. Внутрішня обойма 22 сполучної муфти 12, що містить два кулачки 23 і 24, жорстко закріплена на ведуч. наявності шліцевого з'єднання 14, можна регулювати попередню закрутку стрижневого валу. Передбачається, що за відсутності зовнішнього навантаження на валу 1 (крутний момент, прикладений до балансиру - кривошипу 25, жорстко пов'язаному з лівим кінцем 3 валу 1, дорівнює нулю) кулачки 18 і 19 стосуються відповідних поверхонь внутрішньої обійми. Аналогічне передбачається і щодо кулачків 23 та 24.

Торсіонний стрижнево-трубчастий пружний елемент підвіски транспортного засобу працює наступним чином. При наїзді транспортного засобу наперешкода повертається балансир - кривошип 25. При цьому ділянки 7 і 9 стрижневого торсійного валу 1, завдяки їхній пружності, починають повертатися навколо своєї поздовжньої осі в напрямку, вказаному на рисунках 1.28,

1.29 стрілки. Слід мати на увазі, що діаметр ведучої ділянки 7 стрижневого торсійного валу 1, а отже, і його жорсткість більше, ніж у веденої ділянки 9. Аналогічно, жорсткість веденої ділянки 8 трубчастого торсійного валу 2 більша, ніж жорсткість провідної ділянки 10. Дані співвідношення можна легко реалізувати за рахунок вибору значень діаметрів відповідних ділянок та їх довжин.

Амортизатор складається з концентрично розташованих зовнішньої трубки-резервуару 1 і робочого циліндра 2, які зверху закріплені на направляючій 3 штока 4, з'єданого з монолітним (не містить клапанів або дроселів) поршнем 5. Поршень 5 розміщений рухомо в робочому циліндрі 2. У нижній частині напрямної 3 розміщено

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		38



положень. У порожнині 8 за допомогою замкнутого елемента 16 (наприклад, «кільця» прямокутного перерізу) виділена обмежена замкнута порожнина 17. Вона утворена циліндричними поверхнями робочого циліндра 2 трубки-резервуару 1 і замкнутим елементом

16. Порожнина 17 охоплює і об'єднує робочі вікна 12 і 13 циліндра робочого 2 і вікно 18 трубки-резервуару 1. Завдяки наявності замкнутої порожнини 17, надпоршнева порожнина 19 за допомогою верхнього робочого вікна 12 повідомляється через вікно 18 трубки-резервуару 1 з вхідним отвором 20 регульованого електро-магнітного клапана 11. ством нижнього робочого вікна 13 також повідомляється із замкнутою порожниною 17 і, далі, за допомогою робочого вікна 12 - з надпоршневою порожниною 19, а за допомогою вікна 18 трубки-резервуару 1 і вхідного отвору 20 регульованого електро-магнітного клапана 11. На робочому вікні 13 встановлено перепускний клапан 23. Амортизатор за допомогою вузлів 24 та 25 (наприклад, вушок) кріпиться до відповідних елементів підвіски транспортних засобів.

Регульований електромагнітний клапан 11 за функціональним виконанням є гідравлічним клапаном диференціального типу з електромагнітним керуванням. Він складається з корпусу 11 і розміщених у корпусі запірно-регулюючого вузла та керуючого електромагніту. Запірно-регулюючий вузол включає спрямовуючу втулку 26, на зовнішній циліндричній поверхні якої встановлена клапанна заслінка 27, виконана у вигляді циліндричної кільцевої втулки, яка може вільно переміщатися вздовж її поздовжньої осі. На внутрішній циліндричній поверхні напрямної втулки 26 розміщена керуюча заслінка 28, яка може вільно переміщатися вздовж її поздовжньої осі. Керуючий електромагніт включає котушку 29, на клеми 30 якої подається керуючий сигнал. керуючий струм I. Якір 31 електромагніта виконаний заодно ціле з штовхачем 32. Керуюча заслінка 28 підтискається пружиною 33 за допомогою штовхача 32 до якоря 31.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		40

- штифтами 34 і 35. Осьове переміщення клапанної заслінки 27 обмежено, на-приклад, упорами - штифтами 36 і 37. При цьому клапанна заслінка 27 підтискується до упору 36 пружиною 38. На зовнішній поверхні якоря 31 виконаний осьовий паз 39, за допомогою якого порожнину 40 повідомляється з порожниною 41. У свою чергу порожнину 40 вікон 42 у керуючій заслінці 28 повідомляється з вихідною порожниною 43 регульованого електромагнітного клапана 11, з'єднаної з вихідним отвором 10 регульованого електромагнітного клапана 11. На бічній циліндричній поверхні прямої втулки 26 виконані наскрізні сегментні тангенціальні 4 пази. по два пази, в реальних конструкціях їх може бути кілька - залежно від необхідного виду робочої характеристики амортизатора. Аналогічні пази 46 і 47 передбачені і в заслінці 28.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докУК.	Підпис	Дата		41

## 2 РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБА З РЕГУЛОВАНОЮ ПІДВІСКОЮ

### 2.1 Апроксимація робочої характеристики пружного елемента підвіски транспортного засобу

У конструкціях сучасних підвісок ТС, у тому числі регульованих, для покращення експлуатаційних властивостей часто застосовується пружний елемент підвіски з нелінійною робочою характеристикою [2, 15, 56]. Розглянемо робочу характеристику пружного елемента з урахуванням буферів відбою та стискування. Типовий вид залежності  $F = f(f)$  представлений рисунку 2.1 [58].

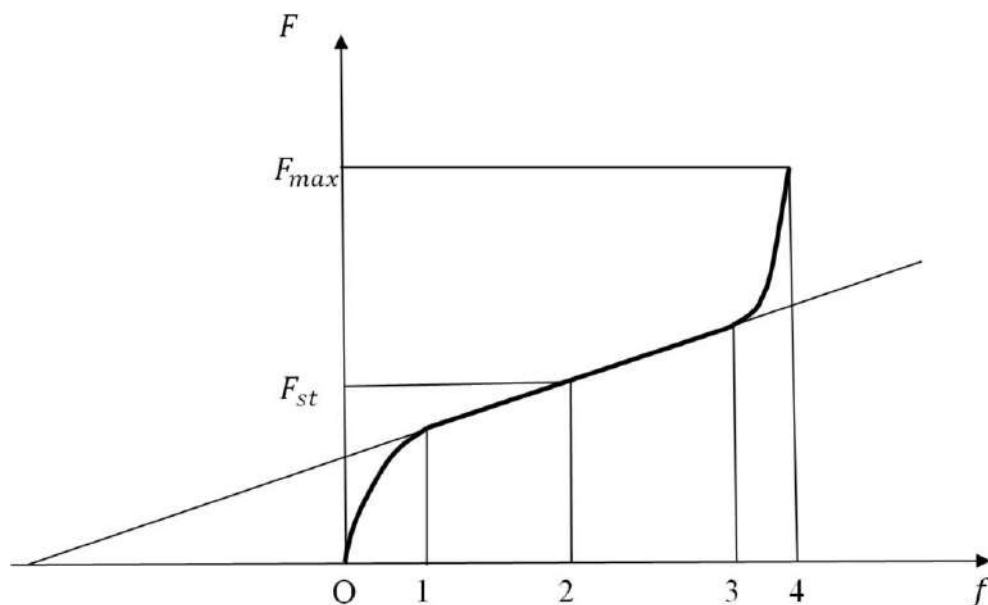


Рисунок 2.1 – Типова нелінійна робоча характеристика пружного елемента підвіски з буферами відбою та стиснення

Для подальшої розробки математичної моделі пружного елемента підвіски ТЗ необхідно за зображеним на рисунку 2.1 графік скласти математичне вираз. Так як точне вирішення цієї задачі часто утруднено, в інженерній діяльності широкого поширення набули методи апроксимації.

Шматково-лінійна апроксимація – метод представлення нелінійної функції у вигляді набору ділянок, на кожній з яких ця функція є лінійною. Вираз (2.1) є функцією змінної структури. У багатьох випадках при математичному моделюванні процесів підвіски використання виразу (2.1) дозволяє спростити розгляд динаміки підвіски автомобіля на кожній із ділянок, однак, може викликати деякі складнощі на етапі інтегрування рівнянь динаміки. У роботі [7] розглядаються дані складнощі, пов'язані насамперед із необхідністю «зшивання» рішень, отриманих на кожній із ділянок роботи підвіски. Також необхідно стежити за виконанням умов переходу функції між ділянками при розгляді перехідних та періодичних рішень, що може призводити до представлення отриманих рішень у вигляді складних та громіздких аналітичних функцій. Крім того, кусково-лінійна апроксимація (2.1) не враховує реального "округленого" характеру переходів між ділянками, що призводить до значної похибки розрахунків у галузі даних переходів.

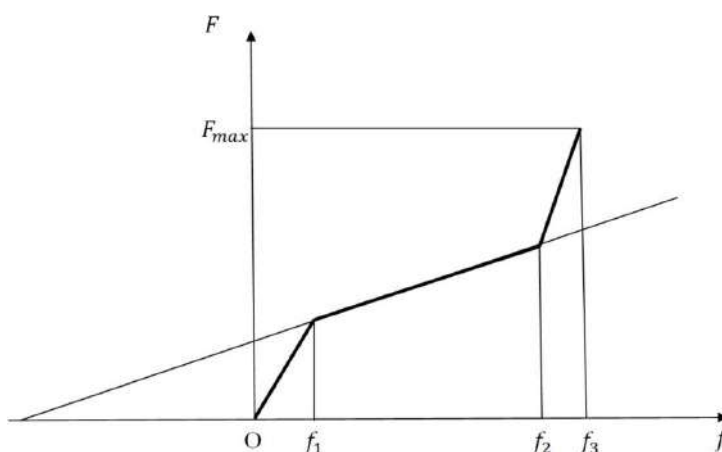


Рисунок 2.2 - Шматково-лінійна апроксимація характеристики жорсткості пружного елемента

При чисельному вирішенні диференціальних рівнянь, що містять шматково-лінійні функції у правих частинах, методами з постійним кроком інтегрування може накопичуватися загальна помилка

інтегрування. При використанні методів зі змінним кроком оцінка локальної похибки в околицях точок переходу між прямолінійними ділянками може постійно збільшуватися, за рахунок чого відбувається зменшення кроку інтегрування до таких малих значень, що потребує суттєвого збільшення обчислювальної потужності та часу інтегрування.

З урахуванням всього вищесказаного, завдання подання виразу шматково-лінійної апроксимації (2.1) у вигляді єдиного аналітичного виразу важливою та актуальною.

Крім того, з усіма негативними наслідками, що впливають вище, залишається проблема «зшивання» рішень, отриманих для кожної ділянки окремо. З урахуванням даних зауважень, для подальшої розробки математичної моделі підвіски ТЗ виникає завдання представлення робочої характеристики пружного елемента у вигляді аналітичної функції, визначеної на всій ділянці ходу підвіски (визначеної деформацією пружного елемента  $f$ ).

Порівняльний аналіз можливих розв'язків цієї задачі будемо проводити, розглядаючи п'ять різних аналітичних функцій, наближених до функції (2.2). Розглянемо ці методи апроксимації робочої характеристики пружного елемента підвіски ТС.

Варто зазначити, що функція розподілу Лапласа, що виражається через певний інтеграл, не є елементарною. У разі прикладних завдань використання інтегральної функції утруднено за рахунок збільшення складності розрахунків, підвищення обчислювальної потужності та часу.

На рисунку 2.3 показано побудову графіків, отриманих з використанням розглянутих методів 1-5 в діапазоні повного ходу підвіски, що відповідає всій області визначення вихідної функції (2.1). Як можна бачити з малюнка, в даному масштабі при застосуванні різних методів відмінності у графіках не простежуються – методи 1-5 дають приблизно один результат.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		44

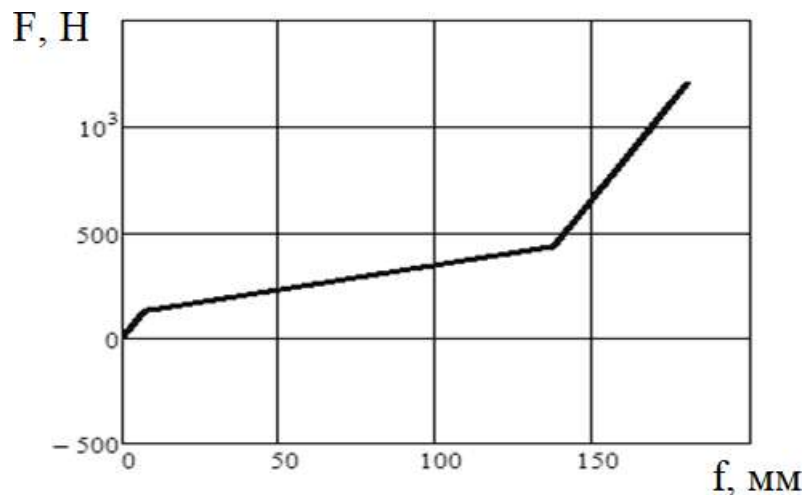


Рисунок 2.3 - Залежності, побудовані при застосуванні досліджуваних ме-

Розглянемо графіки, отримані при застосуванні методів 1-5, на околицях точок 1 і 2 (рисунок 2.4).

На рисунку 2.4 а,б номери кривих відповідають позначенню методів (1-5). З цих малюнків видно, що методи 1,2,5 забезпечують найближчу відповідність шматково-лінійної функції (2.1). Насправді ж робоча характеристика пружного елемента немає кутових точок на околицях точок  $f_1$ ,  $f_2$ , як показано на рисунку 2.1, функція має округлення. Методи 3,4 забезпечивши а-ють гладкий перехід між ділянками шматково-лінійної функції. Однак, як було зазначено вище, використання методу 3 вимагає обчислення інтегральної функції Лапласа, що призводить до певних недоліків, пов'язаних з збільшенням складності розрахунків, вимог до обчислювальної потужності комп'ютера та часу інтегрування диференціальних рівнянь.

а)  $f_1 = 7,2 \square\square$

б)  $f_2 = 137,6 \square\square$



Поряд з відомими методами 1,2 новий запропонований метод 5 показує гарне наближення шматково-лінійної залежності (рисунок 2.4). Даний метод порівняно з методами 3,4 гірше згладжує функцію в околицях точок переходу між прямолінійними ділянками, проте має досить простий аналітичний вираз, є досить простим у використанні і також може застосовуватися в інженерних задачах при апроксимації нелінійної робочої характеристики пружного елемент підвіски транспортного засобу. Надалі в роботі використовується метод 1, оскільки він заснований на використанні стандартної тригонометричної функції і точність апроксимації, що їм забезпечується, є достатньою для поставлених завдань. На основі цього методу розроблено функціональний аналог пружного елемента підвіски ТС. Зазначимо також, що шляхом зміни значення параметра  $\alpha$  (а також шляхом зміни кількості вкладень при використанні методу вкладених синусоїдальних функцій) можна домогтися найбільше задовольняє поставленим умовам результатів, що проводяться.

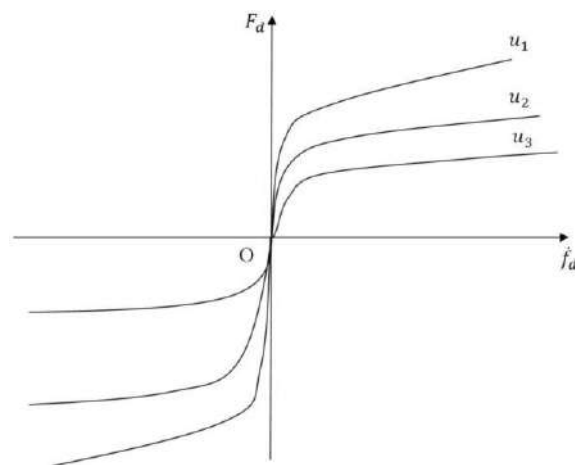


Рисунок 2.6 – Типова родина робочих характеристик регульованого амортизатора підвіски автомобіля





Виділимо як першу ділянку деталі двигуна, провідні деталі муфти зчеплення, маховик. Позначимо момент інерції на даній ділянці як  $J$ . Момент інерції ведених деталей муфти зчеплення позначимо як  $J_1$ . Наступною ділянкою виділимо деталі від вхідного валу коробки до синхронізатора включеної передачі.

## 2.2 Вдосконалення трибологічних параметрів поршня амортизатора.

У телескопічних амортизаторах форма характеристики опору визначається, як правило, розташованими на поршні клапанами та отворами, що задають прогресивну форму кривої залежності зусилля від швидкості переміщення поршня. Така ж характеристика виходить, якщо є проміжок між поршнем і циліндром. Зазор за своїм перерізом відповідає постійному дроселю, аналогічному отворам у поршні. У зв'язку з цим зазор між поршнем і стінкою циліндра часто ущільнюють за допомогою кільця поршневого, зазвичай виготовленого з полімерного матеріалу.

Ущільнення поршневого зазору призводить до додаткових втрат тертя. У той же час, для забезпечення роботи підвіски транспортного засобу на макро- та мікропрофілі внутрішнє тертя в амортизаторі має бути якнайменшим. Крім того, полімерні ущільнювальні поршневі кільця старіють і піддаються інтенсивному зносу. В результаті зносу знову утворюється кільцевий зазор, що помітно змінює характеристику амортизатора, його зусилля опору, збільшується амплітуда коливань транспортного засобу, що, зрештою, призводить до зниження безпеки руху. Тому багато фірм-виробників амортизаторів прагнуть знизити трибологічні втрати в поєднанні «поршень-циліндр». У деяких конструкціях збільшують осьові розміри поршня і відмовляються від ущільнення. Цей захід знижує дроселювання робочої рідини через зазор,

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		50

але одночасно збільшується маса поршня, з'являється ризик заклинювання амортизатора. Зменшення осьових розмірів веде до втрати напрямної функції поршня.

Одним із ефективних засобів мінімізації трибологічних втрат у поєднанні «поршень-циліндр» є профіль напрямної частини поршня. Цей прийом найчастіше використовують у поршневих машинах – компресорах та двигунах внутрішнього згоряння.

Створення надійного, довговічного та ефективно працюючої конструкції поршня телескопічного амортизатора є одним із ключових завдань, успішне вирішення якого багато в чому визначає перспективи створення самого віброзахисного пристрою. Трибосполучення «поршень – циліндр» – одне з основних джерел механічних втрат. Зниження втрат потужності на тертя, а також поліпшення інших трибологічних параметрів може бути досягнуто шляхом профілювання напрямної частини поршня, розрахунку монтажного зазору між циліндром та поршнем, та цілеспрямованим підбором його геометричних співвідношень.

Розглянемо рух профільованого поршня як твердого тіла на мастильному шарі у просторі зазору циліндра амортизатора. На поршень діють сила штока, що виникає внаслідок коливань автомобіля на дорозі та сила тиску рідини, що стискується в амортизаторі. Прийmemo, що поршень має бочкоподібну форму і рухається вздовж осі циліндра на мастилі з деякою відомою швидкістю. Тоді в зазорі між поверхнями поршня і циліндра виникає масляний клин і гідродинамічний тиск у мастильному шарі, що перешкоджають перетіканню робочої рідини через зазор і виконують роль ущільнення. З відомих положень гідродинамічної теорії мастила можна зробити розрахунок гідромеханічних характеристик (ГМХ) трибо-сполучення: втрати потужності на тертя; витрати мастила через зазор; мінімальну за цикл товщину мастильного шару.

Для вирішення завдання авторами був використаний досвід розрахунку трибосполучень «поршень-циліндр» двигунів внутрішнього

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		51

згоряння.

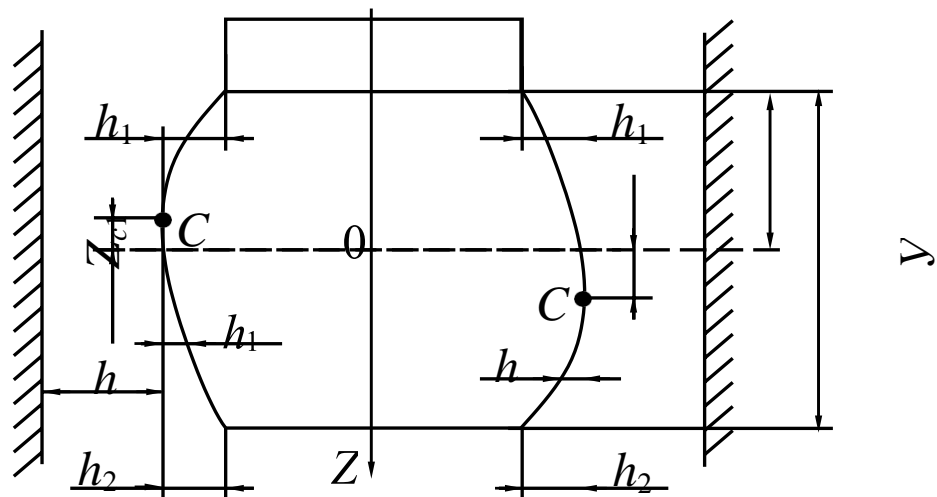


Рисунок 2.9 . Опис осевого профілю поршня

Опис геометрії мастильного шару пропонується проводити шляхом апроксимації форми профілю напрямної частини поршня безперервними функціями. В даному випадку є зручним описати профіль поршня як параболу зі змінним ступенем  $K$ . Для аналітичного опису профілю поршня задавалися відхилення  $h_1$  і  $h_2$  профілю від правильної циліндричної форми на нижньому ( $Z = B/2$ ) і верхньому ( $Z = -B/2$ ) краях поршня та координата  $Z_{C_i}$  точки  $C_i$  максимального радіусу утворюючої (рисунок 2.9),  $i = 1, 2$  – навантажена та ненавантажена сторони поршня відповідно. Приміром, точка  $C_i$  лежить на утворюючій і в цьому місці проміжок між поршнем і циліндром дорівнює характерному зазору в поєднанні при центральному положенні поршня  $h_0$ .

Перетворення кінетичної енергії руху кузова та коліс відбувається саме в поршні, де і виділяється величезна теплова енергія. Робоча олія ох-лагодить поршень і передає теплову енергію на корпус, що охолоджується потоком повітря. Чим вище температура навколишнього повітря і менша його швидкість потоку, а також більша швидкість руху або нерівностей дороги, тим більше нагрівається поршень і, відповідно, амортизатор в цілому. За екстремальних умов руху робоча температура поршня досягає  $230^{\circ}\text{C}$ .

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		52

Деформований стан трибосполучення “поршень-циліндр”, викликаний нагріванням амортизатора, істотно впливає на його функціонування в умовах робочого процесу гасіння коливань.

На рисунку 2.10 показані профілі поршня в холодному та гарячому стані, побудовані у вигляді апроксимуючої параболи.

Для покращення ГМХ були проведені параметричні дослідження, при яких варіювалися геометричні параметри сполучення (коефіцієнти параболи (2.24)). У таблиці 2.1 наведено результати розрахунків ГМХ для кількох конструкцій сполучення.

Таблиця 2.1. Порівняння результатів розрахунку ГМХ для варіантів конструкції

Варіант конструкції	$N^*$ , Вт	$Q^*$ , см <sup>3</sup> /с	inf h <sub>min</sub> , мкм	$h_{min}^*$ мкм	suppmax, МПа	$P_{max}^*$ МПа
з циліндричною напрямною поршня	0,116	0,475	20,07	35,65	0,0080	0,0034
з симетричною напрямною поршня	0,104	0,266	30,11	37,44	0,0046	0,0019

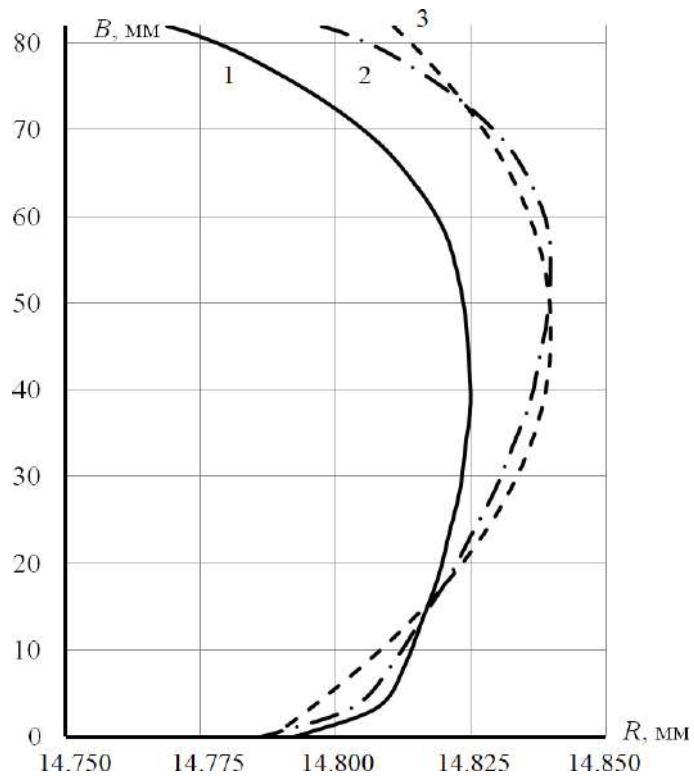


Рисунок 2.10 - Профіль юбки поршня вихідної конструкції (1 - у холодному стані; 2 - у гарячому стані; 3 - апроксимуючий)

Отримані параметри отримані для поршня у гарячому (робочому) стані. Ці параметри використовувалися як вихідні дані для розробки вихідної конструкції поршня (в холодному стані). Неправильне визначення термомеханічної напруженості може призвести до помилок в оцінці деформацій поршня, а отже, спотворення профілю напрямної частини та зміни трибологічних параметрів трибосполучення.

### 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

#### 3.1 Проведення ходових випробувань для перевірки адекватності розроблених математичних моделей

Перевірка адекватності розробленої моделі руху ТЗ проводилася шляхом порівняння експериментальних даних та результатів чисельних експериментів. Як об'єкт випробувань був обраний автомобіль Лада Калина 2012 року випуску. Для збору та обробки інформації використовувалася система LMS Scadas Recorder. Зовнішній вигляд системи представлено рисунку 3.1.



Рисунок 3.1 . Зовнішній вигляд LMS Scadas Recorder

Опис системи та основні технічні характеристики представлені в таблиці 3.1.

Система збору забезпечує можливість підключення джерел змінного та постійного напруг, а також датчиків ІСР, таких як акселерометри та мікрофони. Система дозволяє підключати тензометри (до 40 каналів), має автономний режим роботи, призначена для застосування при ходових випробуваннях транспортних засобів, дозволяє виконувати збір даних у польових умовах.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.К.	Підпис	Дата		55

Таблиця 3.1 . Опис системи LMS Scadas Recorder та її основні технічні характеристики

Модель	LMS Scadas Recorder
Виробник	Siemens, Німеччина
Галузь застосування	Тензовимірювання, термометрирування, проведення ходових випробувань транспортних засобів
Рік випуску	2012
Максимальна кількість каналів	40
Максимальна частота дискретизації	204,8 кГц
Динамічний діапазон	150 дБ
Вхідний роз'єм для підключення датчиків	BNC
Кількість каналів для вимірювання звукових тисків та прискорень	40

У випробуваннях використовувалися трикомпонентні п'єзоелектричні акселерометри високої роздільної здатності РСВ Piezotronics 356A17. Технічні характеристики акселерометрів представлені в таблиці 3.2.

Виміри динамічних навантажень проводилися в шести найбільш характерні точки. Схема розміщення акселерометрів представлена на рисунку 3.2: 1,2 - датчі-ки, закріплені на корпусі автомобіля поруч із передніми амортизаторними стійками; 3,4 – датчики, закріплені на корпусі автомобіля поряд із задніми амортизаторними стійками; 5,6 – датчики, розміщені на сидіннях водія та пасажирів відповідно.

Таблиця 3.2 - Технічні характеристики акселерометрів РСВ Piezotronics 356A17

Чутливість	(+10%) 500 мВ/г (51мВ/(м/с <sup>2</sup> ))
Діапазон вимірювань	±10g пікове значення(±98 м/с <sup>2</sup> пікове значення)
Дозвіл у широкій смузі частот	(Від1 Гц до 10000 Гц) 0,0006 g СКЗ (0,006 м/с <sup>2</sup> СКЗ)
Діапазон частот	(±5%) від 0,5 Гц до 3000 Гц
Електричний роз'єм	¼-28 4-Pin

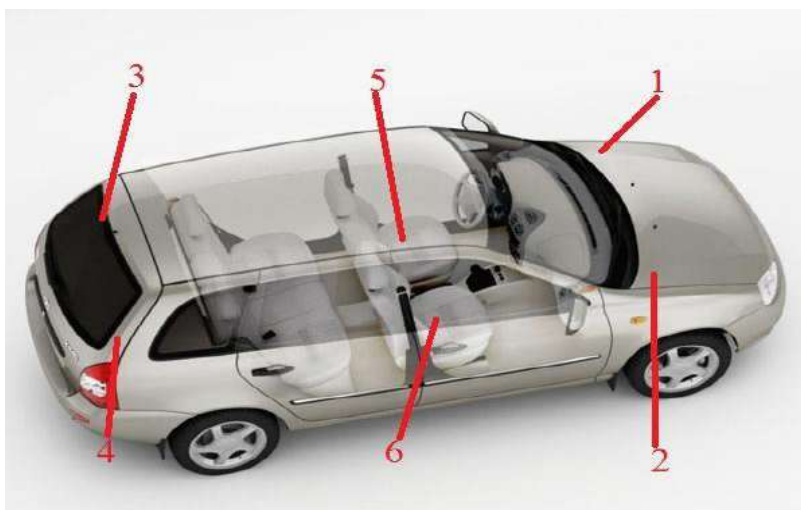


Рисунок 3.2 - Схема розміщення акселерометрів на автомобілі Лада Калина.

Відповідно до ГОСТ Р 52605-2006 для випробувань були обрані три штучні нерівності різного профілю (рисунок 3.3). Параметри трьох штучних нерівностей представлені у таблиці 3.3.

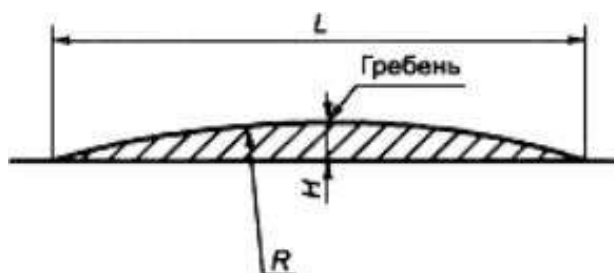


Рисунок 3.3 - Поперечний профіль штучної нерівності

Таблиця 3.3 – Геометричні параметри штучних нерівностей

Номер нерівності	L, м	H, м
1	0,9	0,05
2	0,50	0,057
3	0,34	0,065

Вимірювання проводилися при завантаженні автомобіля у 2 особи (160 кг) та 5 осіб (400 кг). Транспортний засіб проїжджав одиничну штучну нерівню ністна постійній швидкості: 20, 40 та 60 км/год. Для обробки результатів використовується програмний пакет Matlab.

Приклад експериментальної залежності вертикальної складової прискорень, що діє на ліву передню амортизаторну стійку під час проїзду транспортним засобом штучної нерівності 2 на швидкості 40 км/год, від часу наведено на рисунку 3.4.

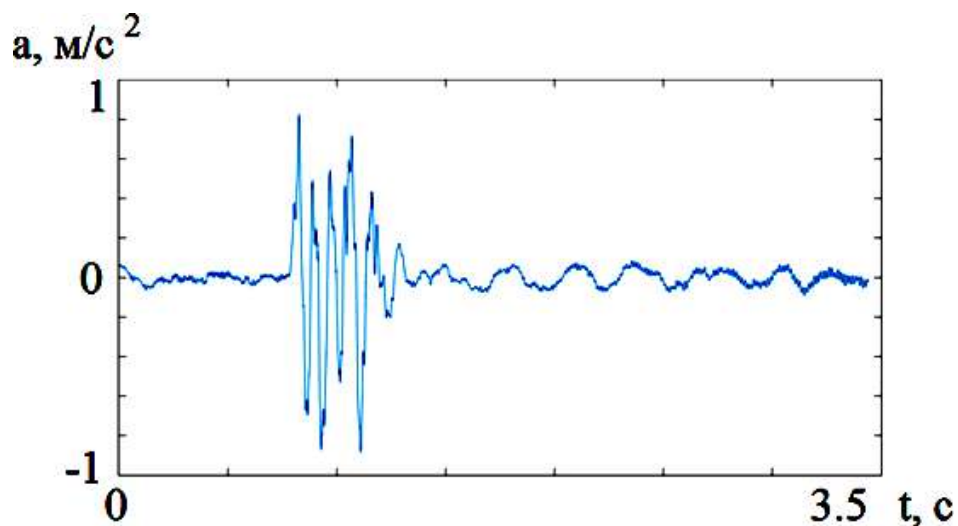


Рисунок 3.4 - Отримана експериментальна осцилограма вертикальних прискорень

На основі розробленої в попередньому розділі математичної моделі руху ТЗ з блокованою муфтою зчеплення було розраховано значення вертикальних складових прискорень кузова. Робочий цикл руху досліджуваної динамічної



розглянемо аналогічні результати вимірювань, подані у роботі [22]. У цій роботі також розглядається порівняння вертикальних складових прискорень, виміряних на ТЗ із встановленими акселерометрами, з результатами, отриманими теоретично за допомогою математичної моделі «половини маси автомобіля». Робочі характеристики елементів підвіски моделі вважаються лінійними.

При розгляді проїзду ТЗ на невеликій швидкості штучних нерівностей з малою висотою гребеня і великою довжиною теоретичні та експериментальні результати показують хорошу відповідність. Зокрема, у цій роботі представлені порівняльні результати, отримані при проїзді транспортного засобу на швидкості 16,1 км/год. нерівності довжиною 2,6 м та висотою гребеня 0,15 м (рисунок 3.5). На рисунку видно добрий збіг результатів.

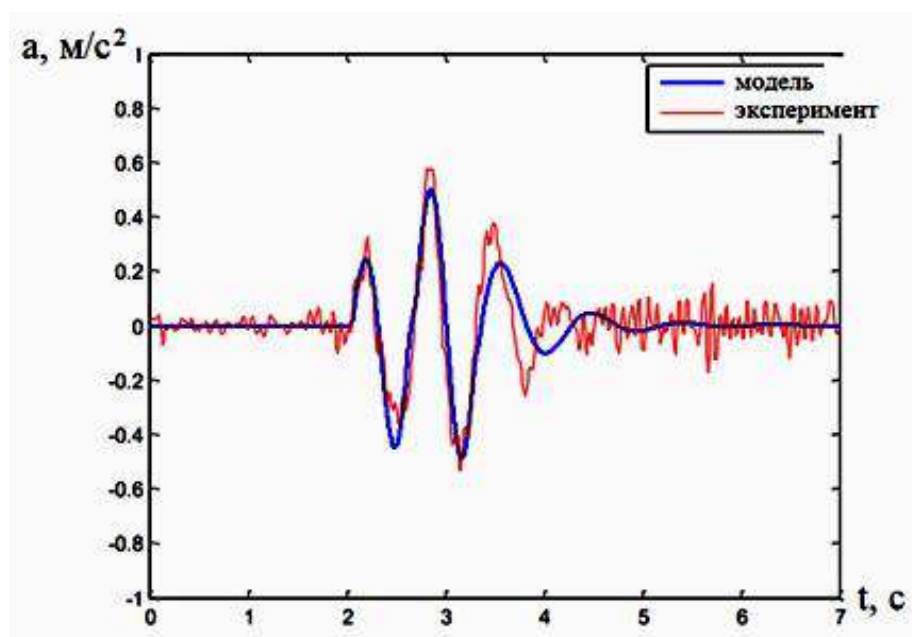


Рисунок 3.5 –Вертикальні складові прискорень, виміряні при проїзді ТЗ на швидкості 16,1 км/год штучної нерівності довжиною 2,6 м та висотою гребеня 0,15 м

Однак, при розгляді проїзду штучних нерівностей із меншою довжиною на великих швидкостях в експериментальних та теоретичних результатах починають виявлятися відмінності. На рисунку 3.6 представлені

результати, отримані при проїзді ТЗ малої штучної нерівності на швидкості 48,2 км/год. Дані відмінності можуть бути обумовлені використанням моделі лінійних робочих характеристик підвіски, що спотворюють результати при розгляді великих деформацій підвіски високих швидкостей деформації.

При використанні поданих у роботі підходів до складання математичних моделей хороша відповідність між експериментальними та теоретичними даними зберігається під час розгляду великих значень швидкості та різних штучних нерівностей, що говорить про їх переваги.

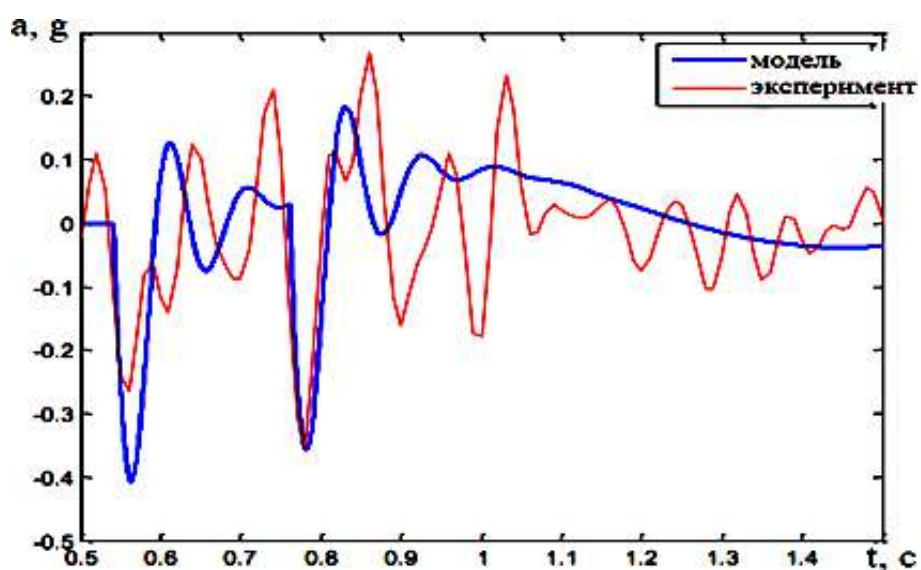


Рисунок 3.6 – Результати, отримані у роботі [22]. Вертикальні складують прискорень, виміряні при проїзді ТС малої нерівності з високим гребнюм на швидкості 48,2 км/год

### 3.2 Визначення робочих характеристик пружних елементів

На рисунку 3.7, 1 . отримана експериментально робоча характеристика пружного елемента автомобіля Лада Калина, 2 – експериментальна робоча характеристика досліджуваного пружного елемента РП.

Робоча характеристика пружного елемента РП - суттєво нелінійна і складається з трьох ділянок, позначених як 1, 2, 3. Розглянемо коефіцієнт жорсткості для кожної з цих ділянок порівняно із пружним елементом автомобіля Лада Калина.





Рисунок 3.8 – Зовнішній вигляд стану випробувань амортизаторів

Хід поршня складає 100 мК. Випробування проводилися за постійного ходу поршня та змінної частоти коливань.

### 3.3 Стендові випробування досліджуваної регульованої підвіски

Стендові випробування проводились на базі стану під назвою "Система управління адаптивною підвіскою».

Зовнішній вигляд стану представлений рисунку 3.14.

Стенд являє собою підвіску типу «Макферсон», що з'єднує підресорену масу ( $M_p=320$  кг), закріплену на напрямних, і колесо, що установлене на платформі, що приводиться в рух електродвигуноК. На стенді установлені наступні датчики:

- тензодатчик, що вимірює вертикальну реакцію колеса;

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		63

- акселерометр, що вимірює вертикальне прискорення подрессорен-ної маси;
- лінійний датчик вертикального переміщення підресореноїмаси.



Рисунок 3.9 – Зовнішній вид стенду «Система керування адаптивною підвіскою»

На стенді імітується проїзд транспортного засобу через штучну нерівність із висотою гребеня 50 мК. Зміні швидкості проїзду відповідає плавне збільшення частоти коливань платформи від 0 до 5Гц. На рисунку 3.15 наведено осцилограми випробувань пружного елемента з лінійною робочою характеристикою та пасивного, тобто. нерегульованого амортизатора.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		64

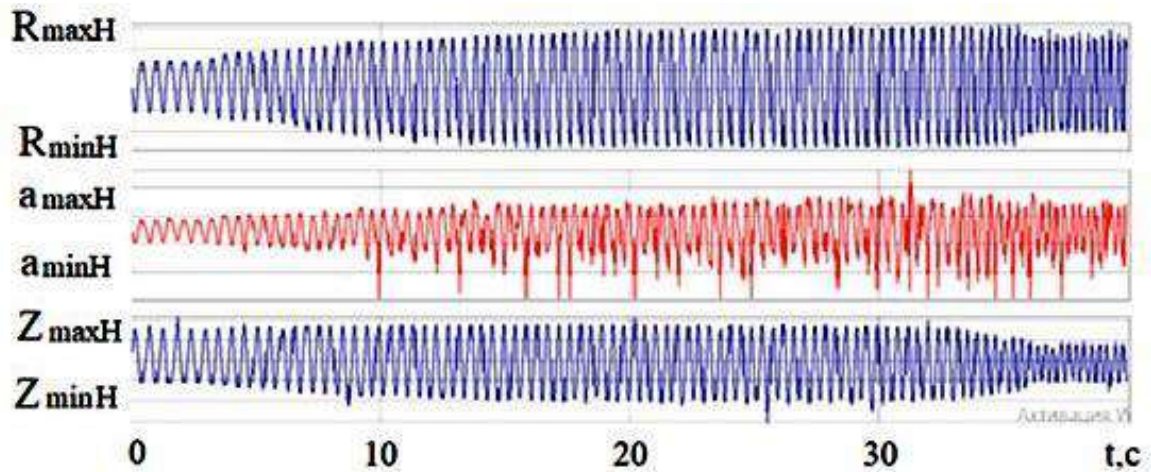


Рисунок 3.10 – Осцилограми стендових випробувань (пружний елемент з лінійною робочою характеристикою та нерегульований дисипативний елемент)

На рисунку 3.10 і далі верхній графік - , вертикальна реакція колеса,  $H$ ; другий графік -  $a$ , вертикальне прискорення підресореної маси,  $m/s^2$ ; нижній графік.  $Z$ , вертикальне переміщення підресореної маси,  $mK$ .

Випробування проводилися з різними робочими характеристиками амортизатора, що регулюється. Найбільший інтерес становить випадок робочої характеристики, що реалізує мінімальні динамічні навантаження.

## ВИСНОВКИ

1. Розроблено підхід до складання функціональних аналогів пружного елемента РП, що включають нелінійну робочу характеристику.
2. Запропоновано розрахункову схему передньопривідного ТЗ, що включає функціональні аналоги нового регульованого амортизатора та нелінійного пружного елемента РП.
3. Запропоновано алгоритм профілювання напрямної частини поршня та підбір його геометричних співвідношень для зниження втрат на тертя в амортизаторі.
5. Розроблено методику оцінки динамічної навантаженості ТС із використанням розроблених функціональних аналогів елементів РП.
6. У ході проведення стендових випробувань за рахунок використання РП вдалося знизити амплітуду вертикальних переміщень.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		66

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобільний довідник Bosch/Пер.: Г.С. Дугін, Є.І. Комарів.. 2-ге вид., перераб. та дод. . К.: ЗАТ «КЖІ «За кермом», 2004. . 992 с.
2. Аксьонов, І.В. Комп'ютерне моделювання зовнішнього впливу дороги на багатовісний автомобіль з урахуванням властивостей шин і розмірів коліс, що згладжують / І.В. Аксьонов // Вісті вузів. Машинобудування. . 2002. . №8. С. 49-54.
3. Аксьонов, П.В. Багатовісні автомобілі/П.В. Аксьонов. . 2-ге вид., перероб.та дод. . К.: Машинобудування, 1989. . 280 с.
4. Безбородова, Г.Б. Моделювання руху автомобіля / Безбородова, Г.Б., Галушко, В.Г. - Київ: Вища Школа, 1978. - 168 с.
5. Біленький, Ю.Б. До питання витрати енергії на коливання автомобіля/ Беленький, Ю.Б., Имашева Н.П., Фурунжієв Р.І // Автомобільна промисловість. . 1968. . № 9. . С. 17-19.
6. Білоусов, Б.К. Керовані підвіски автомобілів / Білоусов Б.К., Меркулов І.В., Федотов І.В. // Автомобільна промисловість. - 2004. - № 1. . ∇. 23.24.
7. Біруля, А.К. Вплив рівності покриття дороги на швидкість руху автомобіля / Біруля А.К., Говорущенко Н.Я. // Автомобільна промисловість. . 1961. . №4. . С. 6-7.
8. Вахламов, В.К. Автомобілі. Експлуатаційні властивості. Підручник для студ. вищ. навч. закладів/В. К. Вахламов. . 2-ге вид., стер. . К.: Видавничий центр «Академія», 2006. . 240 с.
9. Волошин, Ю.Л. Активні системи підресорювання тракторів та тревання до їх оптимізації / Ю.Л. Волошин // Трактори та сільськогосподарські машини. . 2003. . №2. . С. 30-36.
10. Волошин, Ю.Л. Класифікація систем підресори колісних тракторів / Ю.Л. Волошин // Трактори та сільгоспмашини. 2002. . №5. . С. 10-14.

						ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата			67



легкових автомобілів поєднанням конструктивних факторів / О.С. Литвинов, Б.К. Фіт-терман, Ю.К. Немцов // Автомобільна промисловість. . 1976. . №4. . С. 13-17.

24. Литвинов, А.С. Теорія експлуатаційних властивостейавтомобіля / А.С. Литвинов, Я.Є. Фаробін. . К.: Машинобудування, 1989. . 240 с.

25. Литвинов, А.С. Керованість та стійкість автомобіля. . К.: Машинобудування, 1971. . 416 с.

26. Осепчугов, В.В. Автомобіль: Аналіз конструкцій, елементи розрахунку /В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкін. . К.: Машинобудування, 1989. . 302 с.

27. Островцев, А.І. Розвиток теорії робочого процесу та дослідження конструкції поздовжньо-пружної підвіски автомобіля / О.І. Островцев, А.Д. Дербаремдікер, К.А. Юдкевич // Автомобільна промисловість. . 1973. .

№12. . С. 10-14.

28. Пановко, Я.Г. Введення в теорію механічних коливань: навч. по- посібник для вузів/Я.Г. Панівка. . К.: Наука, гол. ред. фіз. -Мат. літ., 1991. . 256 с.

29. Пархиловський, І.Г. Автомобільні листові ресори. 2-ге вид., перероб. та дод. / І.Г. Пархиловський. . К. Машинобудування, 1978. 232 с.

30. Патент РФ №2522773. Торсіонний стрижнево-трубчастий пружний елемент підвіски транспортного засобу / О.Ф. Дубровський та ін, опубл. 20.07.14, Бюл. №20.

31. Патент РФ №2500936. Адаптивний амортизатор/А.Ф. Дубровський таін, опубл. 10.12.13.

32. Раймпель, Й. Шасі автомобіля: Амортизатори, шини та колеса / Й. Раймпель; пров. з ниК. В.П. Агапова; за ред. О.Д. Золотовратського. . К.: Машинобудування, 1986. . 320 с.

33. Раймпель, Й. Шасі автомобіля: Конструкції підвісок / Й. Рай-

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		69



Aliukov, A. Alyukov. . SAE Technical Paper, 2017-01-1105. . 2017.

46. Aliukov, S. Modelling Dynamic Processes для Inertial Continuously Variable Transmission / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // SAE Technical Paper. . 2017.

47. Aliukov, S. Overrunning Clutches in Designs Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L Shefer, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. . London, UK, 4-6 July 2018. . P. 684-689.

48. Aliukov, S. Solutions of Differential Equations of Dynamics of Inertial Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, L Shefer, A. Alyukov // Lecture Notes in Engineering and Computer Science. . London, UK, 4-6 July 2018. . P. 69-74.

49. Alyukov, A. Active Shock Absorber Control Based on Time-Delay Neural Network / A. Alyukov, Y. Rozhdestvenskiy, S. Aliukov // Energies. . 2020. . №13, 5, 1091.

50. Alleyne, A. A simplified approach до сили контролю за електро-hydraulic системами / A. Alleyne, R. Liu // Control Engineering Practice. . 8:1347–1356. . 2000.

51. Aliukov, S. Vibrations and Properties of Inertia Continuously Variable Transmissions / S. Aliukov, A. Keller, A. Alyukov // Lecture Notes in Engin. and Comp. Sc.: Proc. of The World Congress on Eng. And Comp. Sc. 2017. - San Francisco, 25-27 Oct, 2017. - P. 702-706.

52. Alyukov, A. Frequency Analyze of Multifunctional Роботичні комплекси з Modular Type with Industrial Manipulators / A. Alyukov // Lecture Notes in Engin. and Comp. Sc.: Proc. of The World Congress on Eng. And Comp. Sc. 2017. - San Francisco, 25-27 Oct, 2017. - P. 727-731.

53. Alyukov, A. Two-Scale Command Shaping for Reducing NVH during Engine Shutdown / A. Alyukov, J. Wilbanks, MM, Khattak, M. Leamy // SAE Technical Paper. . 2020. . №2020-01-0411

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата	ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ				71





73. Shirahatt, A. Optimal Design Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding / A. Shirahatt, PSS Prasad, MM Kulkarni. // J. of the Braz. Soc. Of Mech. SCI. & Eng. . JM 2008. . Vol. XXX, No1. . P.66-77.
74. Smith, MC Achievable dynamic response for automotive active suspension. . Vehicle System Dynamics, 33, 2000. . P.137-168.
75. Sohn, H. Semi-активний контроль за macpherson suspension system: Hard-ware-in-the-loop simulations / Sohn, H., Hong, K., i Hedrick, J. // In IEEE CCA, Anchorage, Alaska, 2000. - P. 982-987.
76. Spielmann, M. Elektronische Daempfkraftregelung EDCC // Kontakt & Studium - expert Verlag, 2002.
77. Truscott, AJ Composite Active Suspension for Automotive Vehicles / AJTruscott // IEEE Computing and Control Engineering Journal. . June, 1994. . P. 149-154.
78. Tseng, HE State of the art survey: active and semi-active suspension control / Tseng, HE and Hrovat, D // Int. J. of Vehicle System Dynamics, 53 (7). . 2015. .P. 1034-1062.
79. Unger, A. Application of LQ-based semi-active suspension control in a vehicle / Schimmack, F., Lohmann, B // In World Congress (WC), Proc. of the IFAC, Mi-lano, Italy. . 2011. . P. 1808–1813.
80. Valasek, M (1998). Development of semi-active roadfriendly truck suspensions/ Valasek, M., Kortum, W., Sika, Z. // Control Engineering Practice, 6(6), 2000. .P. 735-744.

					ДРБАТ.23.20109.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докуК.	Підпис	Дата		74