

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація технічного обслуговування та ремонту задньої підвіски
автомобіля Audi A6 з дослідженням керованості автомобіля

Виконав: студент 6 курсу, групи МАм-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Олег ІЛЬКІВ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Керівник

Олег ЛЯШУК

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Нормоконтроль

Михайло ЛЕВКОВИЧ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Рецензент

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (ім'я та прізвище)
«14» листопада 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Ільківу Олегу Богдановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація технічного обслуговування та ремонту задньої підвіски автомобіля Audi A6 з дослідженням керованості автомобіля

Керівник роботи Ляшук Олег Леонтійович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 14 » листопада 2025 року № 4/7-970

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2025

3. Вихідні дані до роботи Базовий ТП технічного обслуговування та ремонту задньої підвіски автомобіля Audi A6

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Стенд для перевірки амортизаторів – 1А1.

Технологічний процес заміни задніх амортизаторів автомобіля – 4А1.

Результати наукових досліджень – 3А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Посада, ім'я та прізвище консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 14.11.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	17.11.25	
2	Технологічний розділ	24.11.25	
3	Конструкторський розділ	01.12.25	
4	Науково-дослідний розділ	08.12.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.12.25	
6	Оформлення графічної частини	15.12.25	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра		

Студент

(підпис)

Олег ІЛЬКІВ

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Олег ЛЯШУК

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Модернізація технічного обслуговування та ремонту задньої підвіски автомобіля Audi A6 з дослідженням керованості автомобіля».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Ляшук Олег Леонтійович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 60 сторінок формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 2 сторінки додатків.

Ключові слова: стійкість, діагностика, комфорт, коливання, підвищення ефективності.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1 Підвіска автомобіля.....	8
1.2 Система підвіски автомобіля.....	9
1.3 Оптимізація невідвіснених мас.....	11
1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	14
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	15
2.1 Діагностування технічного стану амортизаторів.....	15
2.2 Технологічний процес заміни задніх амортизаторів автомобіля.....	18
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	26
3.1 Розрахунок параметрів підвіски.....	26
3.2 Прямолінійний рух автомобіля.....	27
3.3 Основні вимоги до підвіски автомобіля.....	30
3.4 Розрахунок заднього амортизатора.....	31
3.5 Пружний елемент підвіски та його деформаційні властивості.....	32
3.6 Розрахунок передніх амортизаторів.....	33
3.7 Характеристика амортизатора та визначення його геометричних параметрів.....	34
3.8 Оцінювання міцності деталей амортизатора.....	39
3.9 Розрахунок пружних елементів передньої підвіски.....	40
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	42
4.1 Вертикальні коливання відвісненої маси автомобіля.....	42
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	51
5.1 Визначення гігієнічного класу робіт за умовами праці.....	51
5.2 Єдина державна система цивільного захисту в Україні.....	54
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	58
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	59
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасні автомобілі преміум-класу, зокрема Audi A6, характеризуються підвищеними вимогами до комфортабельності, динамічних властивостей, безпеки руху та експлуатаційної надійності. Одним з ключових вузлів, що забезпечує високу якість керованості й стійкості транспортного засобу, є підвіска. Особливе значення має задня підвіска, оскільки саме вона впливає на розподіл навантажень під час руху, курсову стійкість, ефективність гальмування, плавність ходу та збереження контакту коліс з дорогою.

Конструкція багатоважільної задньої підвіски Audi A6 передбачає використання великої кількості шарнірних з'єднань, сайлентблоків та елементів складної геометрії. Це сприяє досягненню високих показників маневровості й комфорту, однак водночас ускладнює технічне обслуговування та ремонт, підвищує вимоги до кваліфікації персоналу та матеріально-технічної бази сервісних підприємств. Нерегулярне технічне обслуговування, експлуатація в умовах незадовільного стану дорожнього покриття та природне старіння елементів призводять до характерних відмов, що негативно впливають на керованість автомобіля й безпеку дорожнього руху.

За даними сервісних центрів, значна частка звернень власників Audi A6 пов'язана саме з порушенням геометрії підвіски, зносом кульових опор, втулок та амортизаторів, що часто викликає погіршення курсової стійкості, появу сторонніх шумів і зниження точності керування. Отже, удосконалення технологічних процесів обслуговування та ремонту задньої підвіски є актуальним завданням, спрямованим на підвищення ефективності експлуатації транспортного засобу.

Важливим науковим аспектом дослідження є встановлення взаємозв'язку технічного стану підвіски та показників керованості автомобіля. Це дозволить не лише оптимізувати технологічні операції ремонту, але й сформулювати практичні рекомендації щодо діагностування та профілактики відмов.

Таким чином, тема роботи має високу практичну значущість для автосервісних підприємств, спеціалістів з технічної експлуатації та кінцевих користувачів транспортних засобів, оскільки спрямована на зниження витрат,

пов'язаних із ремонтом підвіски, підвищення якості технічного обслуговування та скорочення часу простою автомобілів. Застосування удосконалених технологій ремонту дозволить мінімізувати ризик повторних дефектів, оптимізувати виробничі процеси, забезпечити стабільність геометричних параметрів підвіски та гарантований ресурс відновлених компонентів.

Крім того, в роботі пропонуються конкретні інженерні рішення щодо модернізації технологічного процесу ремонту задньої підвіски Audi A6, що включають вдосконалення методики перевірки та регулювання кутів установки коліс, оновлення технології заміни та відновлення сайлентблоків, опор та амортизаторів із використанням сучасних матеріалів і спеціалізованих пристроїв. Це забезпечить підвищення експлуатаційної надійності, покращення керованості, зменшення динамічних навантажень на кузов і вузли ходової частини.

Результати роботи сприятимуть підвищенню технічної готовності автомобілів Audi A6, продовженню ресурсу їх підвіски, покращенню керованості, стабільності руху та комфорту пасажирів. У ширшому контексті – запровадження запропонованих заходів може бути адаптоване й для інших моделей автомобілів із багатоважільними підвісками, що актуалізує впровадження отриманих напрацювань у практику діагностики та ремонту сучасного автотранспорту.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Підвіска автомобіля

Під час руху автомобіля по дорожньому покриттю зі змінним мікрорельєфом колеса зазнають ударних і циклічних силових впливів. Ці навантаження частково сприймаються колесами, однак значна їх частина передається на несівну структуру кузова через елементи підвіски. Саме тому конструкція підвіски повинна забезпечувати ефективне гасіння динамічних впливів, що виникають у процесі взаємодії коліс з дорогою.

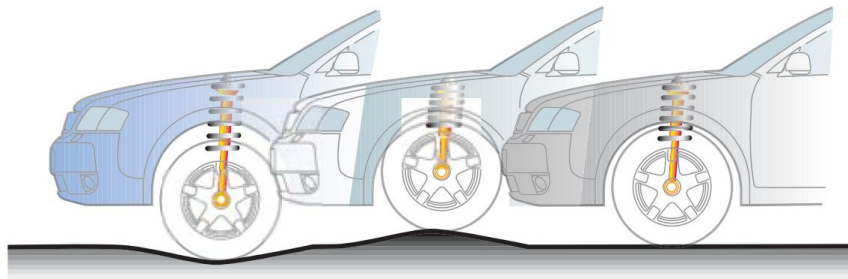


Рис. 1.1. Руху автомобіля по дорожньому покриттю.

Основне функціональне призначення підвіски полягає у перетворенні та розсіюванні енергії зовнішніх ударних сил, що дозволяє знизити рівень навантаження на кузов та забезпечити стабільну динаміку автомобіля.

Ключові завдання підвіски: Забезпечення постійного зчеплення коліс із дорожньою поверхнею, що є визначальним для ефективного гальмування та керуваності. Обмеження впливу перевантажень на конструктивні елементи автомобіля, запобігання їх передчасному зносу та руйнуванню. Підвищення комфорту пасажирів шляхом зменшення рівня вібрацій та поштовхів, а також захист чутливих вантажів від пошкоджень. Такі параметри, як безпека руху, експлуатаційна надійність та комфортність поїздки, безпосередньо залежать від ефективності роботи підвіски.

Структурна побудова підвіски. Підвіска автомобіля є комплексною системою, що включає два основних функціональних модулі: Пружний елемент, який сприймає й акумулює зовнішнє навантаження. Система демпфування, що відповідає за розсіювання енергії коливань.

Скоординована робота цих підсистем забезпечує: стабільний контакт коліс з опорною поверхнею, зменшення амплітуди і тривалості коливань кузова, утримання автомобіля на траєкторії руху, поліпшення плавності ходу й комфорту пасажирів.

У процесі руху транспортного засобу кузов зазнає складного динамічного впливу, що зумовлює не лише його вертикальні переміщення, але й коливання у тривимірному просторі. Такі навантаження спричиняють зміщення кузова відносно поздовжньої, поперечної та вертикальної осей, що формує комплексну картину просторових вібрацій.

Вирішальну роль у формуванні цих рухів відіграє кінематика елементів підвіски, а також характеристики пружних та демпфувальних компонентів. Саме оптимальний добір жорсткості пружинних елементів разом із ефективним гасінням коливань забезпечує стабільність положення кузова, збереження керованості та високий рівень комфорту під час руху. Узгоджені робочі параметри цих систем є ключовим фактором у забезпеченні прогнозованої та безпечної поведінки автомобіля на будь-яких дорожніх покриттях.

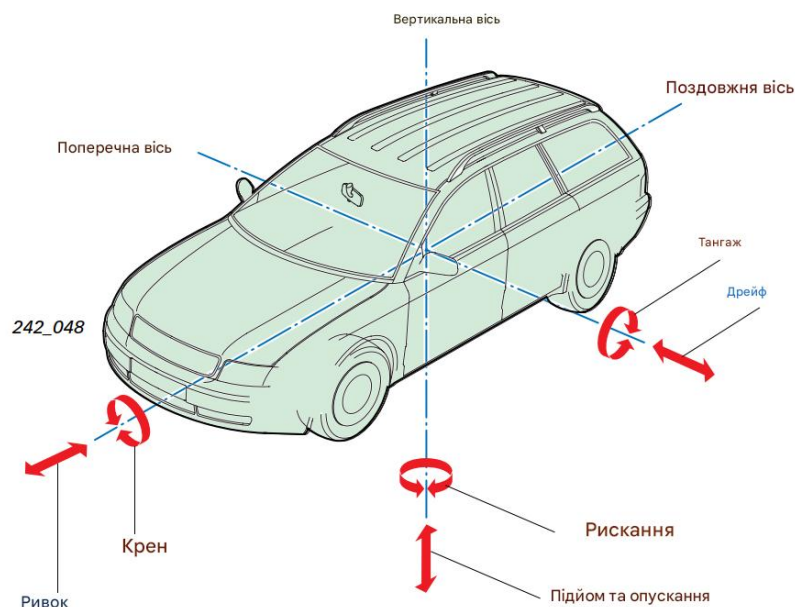


Рис. 1.2. Схема складного динамічного впливу.

1.2 Система підвіски автомобіля

Пружні елементи підвіски формують основний еластичний зв'язок між колесами та кузовом транспортного засобу, забезпечуючи поглинання і

перетворення енергії динамічних навантажень. Окрім них, певний внесок у гасіння коливань вносять також шини та елементи сидінь, які діють як додаткові джерела пружності та демпфування.

До основних типів пружних елементів, що застосовуються в автомобільних підвісках, належать:

сталі пружини різних конструктивних виконань;

пневматичні та газові еластичні елементи;

гумові та еластомерні компоненти;

комбіновані системи, які поєднують у собі властивості декількох типів матеріалів.

У конструкції легкових автомобілів найбільшого поширення набули саме сталеві пружини завдяки їхній надійності, відносній простоті та високій ефективності. Серед них переважають гвинтові циліндричні пружини, які характеризуються оптимальним балансом між компактністю і здатністю сприймати значні навантаження.

Пневматичні підвіски, традиційно застосовувані у важких вантажних автомобілях, сьогодні все активніше впроваджуються і в сегменті легкових машин. Це зумовлено їх здатністю забезпечувати змінну жорсткість, автоматичне підтримання висоти кузова та підвищену комфортність руху.

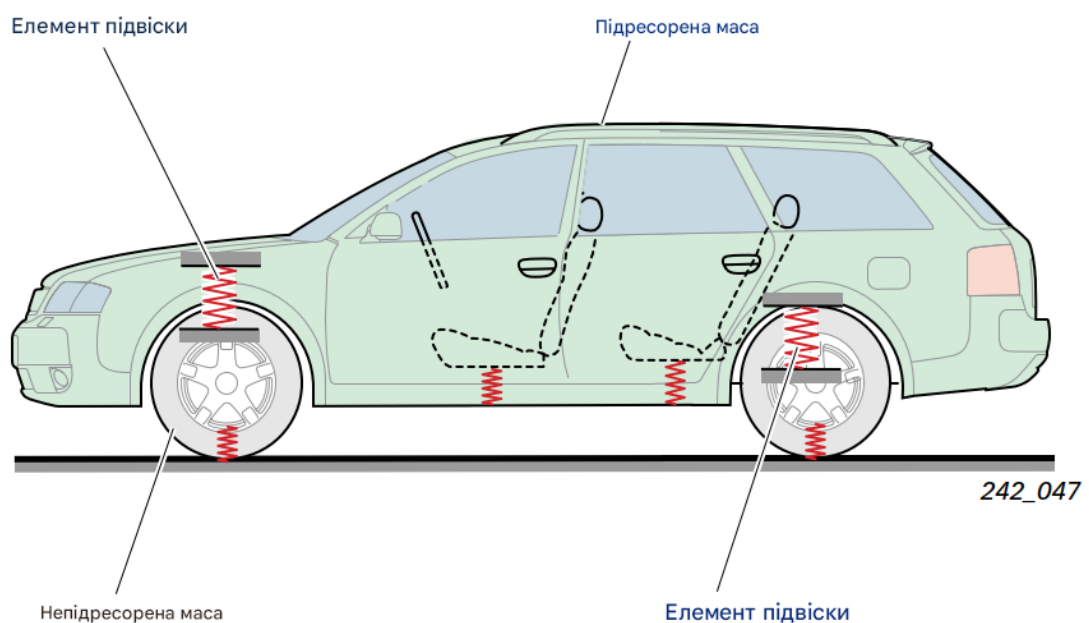


Рис. 1.3. Розподіл підресорених і непідресорених мас автомобіля.

1.3 Оптимізація невідресорених мас

Зменшення величини невідресорених мас є одним із ключових напрямів підвищення ефективності підвіски автомобіля. Скорочення інерційних характеристик коліс і агрегатів, розташованих нижче пружного елемента, безпосередньо впливає на зниження прискорень при подоланні нерівностей дороги та зменшує ударні навантаження, які сприймаються деталями ходової частини. У результаті покращуються кінематичні властивості підвіски, стабілізуються коливальні процеси кузова та підвищується комфортність руху.

Для досягнення такого ефекту конструкторами застосовуються різні інженерні рішення, серед яких:

- використання легкосплавних дисків із полегшеною структурою, у тому числі зі спицями порожнистого профілю;

- впровадження у конструкцію ходової частини деталей з алюмінієвих та магнієвих сплавів, зокрема поворотних кулаків, важелів, корпусів маточин;

- застосування полегшених гальмівних супортів з алюмінієвих сплавів;

- зменшення маси шин завдяки оптимізації їх кордної та гумової структури;

- конструктивна оптимізація вузлів шасі, зокрема елементів маточинного вузла, з урахуванням вимог міцності та жорсткості.

Реалізація таких заходів сприяє значному поліпшенню адаптивності підвіски до дорожніх умов, підвищенню стійкості автомобіля та загальному покращенню експлуатаційних показників.

Коливальні процеси у системі підвіски. У разі відхилення маси, що контактує з пружним елементом, від положення рівноваги під дією зовнішніх впливів, у пружині формується відновна сила, спрямована на повернення системи у вихідний стан. Проте завдяки інерційним властивостям маса продовжує рухатися, перевищує положення рівноваги і відхиляється у протилежному напрямку, що знову спричиняє дію відновної сили. Повторюваність цих коливальних переходів визначає виникнення вільних коливань, величина яких з часом зменшується внаслідок аеродинамічного опору та внутрішнього демпфування матеріалів, що призводить до поступового затухання руху.

Власна частота коливань підресорених мас. Динамічна поведінка підвіски описується двома основними параметрами: частотою і амплітудою коливань. Для забезпечення безпечної та комфортної їзди першочергового значення набуває оптимальне значення власної частоти коливань кузова.

У конструкції легкових автомобілів частота коливань непідресорених мас зазвичай знаходиться в діапазоні 10–16 Гц, що відповідає взаємодії коліс із дорожніми нерівностями. Натомість підресорені маси – кузов і салон – повинні мати значно нижчу власну частоту, зазвичай у межах 1–1,5 Гц, що забезпечує значне зменшення відчутних передач вібрацій на пасажирів і покращує плавність ходу.

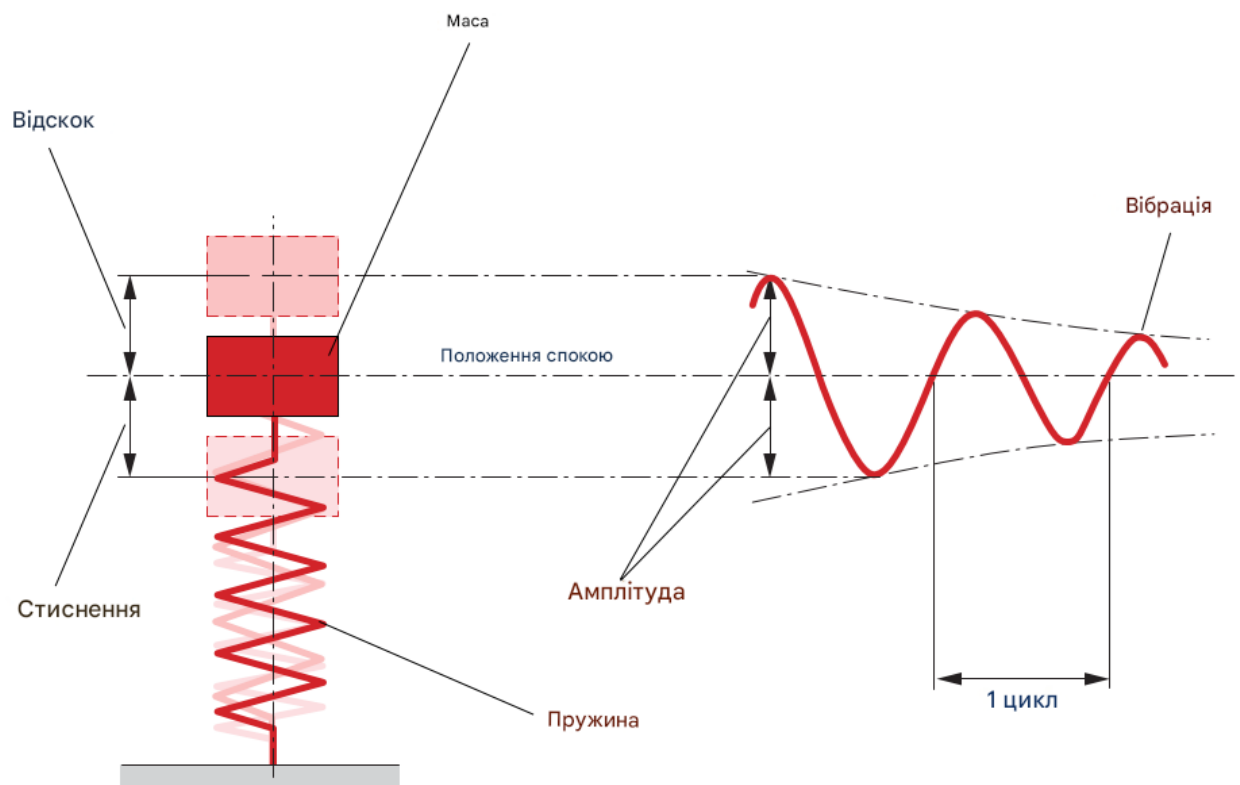


Рис. 1.4. Модель гармонічних коливань маси на пружному елементі.

Характеристики природної частоти коливань кузова формуються двома ключовими параметрами: величиною підресореної маси та жорсткістю пружного елемента підвіски. Саме їхнє співвідношення визначає здатність транспортного засобу поглинати та згладжувати дорожні нерівності.

Збільшення маси кузова або зменшення жорсткості пружних елементів призводить до зниження власної частоти коливань та збільшення амплітуди

вертикальних переміщень. Така підвіска забезпечує м'якіший хід, проте може негативно впливати на стійкість та керованість автомобіля.

У протилежному випадку – при зменшенні маси транспортного засобу або застосуванні жорсткіших пружин – частота коливань зростає, а вертикальні переміщення кузова стають меншими. Це сприяє покращенню динамічної точності керування, але водночас знижує комфорт пасажирів.

Важливо враховувати й сенсорне сприйняття людини:

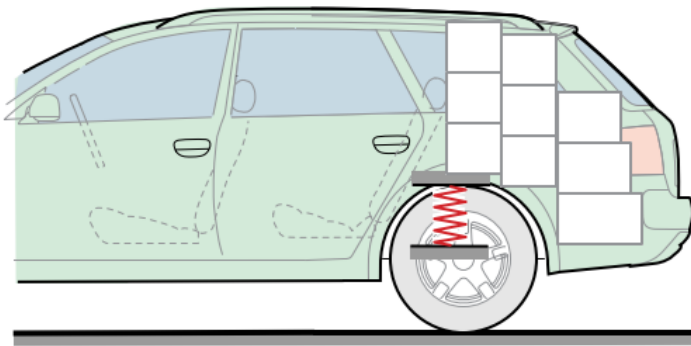
при власній частоті менше ніж 1 Гц можуть проявлятися симптоми кінетозу (відчуття нудоти),

частоти вищі за 1,5 Гц відчутно погіршують комфортність руху,

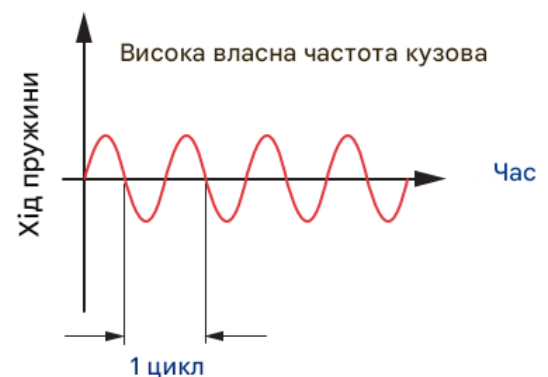
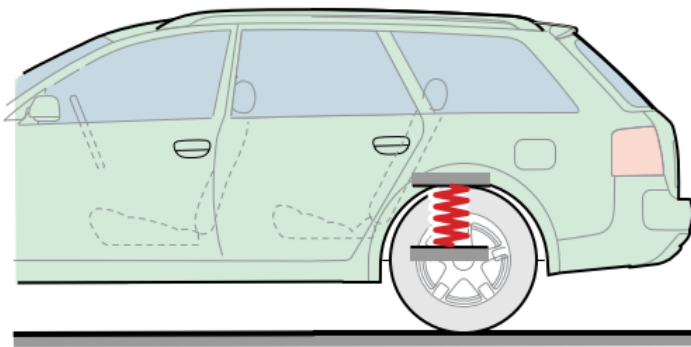
при частотах понад 5 Гц коливання сприймаються як інтенсивна тряска.

Таким чином, оптимальна власна частота кузова має забезпечувати компроміс між безпекою, керованістю та комфортом, що досягається шляхом коректного вибору характеристик підвіски.

Більша маса або м'якші пружини



Менша маса або твердіші пружини



242_072

Рис. 1.5. Вплив підресореної маси та жорсткості пружини на частоту коливань кузова автомобіля.

1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Об'єктом дослідження є система підвіски легкового автомобіля, основним елементом якої виступає амортизатор, що забезпечує зменшення коливань кузова, підвищення плавності ходу та безпеки руху. Метою роботи є аналіз технічного стану амортизаторів, розроблення технології їх заміни, а також виконання розрахунків параметрів підвіски з подальшою оцінкою її динамічних і міцнісних характеристик.

У технологічному розділі необхідно виконати діагностичні операції щодо визначення працездатності амортизаторів, проаналізувати дефекти, що виникають у процесі експлуатації, та розробити технологічний процес заміни задніх амортизаторів автомобіля з урахуванням вимог технічної безпеки та нормативної документації.

У конструкторському розділі передбачається проведення розрахунків параметрів підвіски, аналіз прямолінійного руху автомобіля та формування комплексу вимог до конструкції підвіски. Необхідно розрахувати задні й передні амортизатори, визначити їх геометричні характеристики, дослідити властивості пружних елементів підвіски й оцінити міцність деталей амортизатора в умовах експлуатаційних навантажень.

У науково-дослідному розділі слід виконати моделювання вертикальних коливань підресореної маси автомобіля, оцінити вплив параметрів амортизатора на коливальний процес та обґрунтувати рекомендації щодо покращення ходових властивостей транспортного засобу.

Виконання даної роботи сприятиме підвищенню рівня технічної надійності транспортного засобу, продовженню ресурсу підвіски, забезпеченню комфорту пасажирів і дотриманню вимог безпеки праці в автомобільному транспорті.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Діагностування технічного стану амортизаторів

Аналіз характеру підтікання робочої рідини. На практиці нерідко приймається рішення про заміну амортизаторів виключно через наявність видимих слідів витоку рідини на їхній поверхні. Проте результати експлуатаційних спостережень та стендових досліджень свідчать, що в значній частині випадків така заміна не має об'єктивного технічного обґрунтування.

Мінімальне виділення рідини в зоні ущільнення штока поршня, що проявляється у вигляді слабкого «запотівання», не є ознакою втрати працездатності вузла. За дотримання певних критеріїв амортизатор із подібними проявами може продовжувати експлуатацію без втручання:

- Наявне незначне зволоження поверхні, яке матиме матову структуру та може бути частково покрите пилом або продуктами тертя.
- Слід підтікання обмежується ділянкою від верхнього маслоутримувального ущільнення штока до опорної тарілки пружини й не розповсюджується нижче.

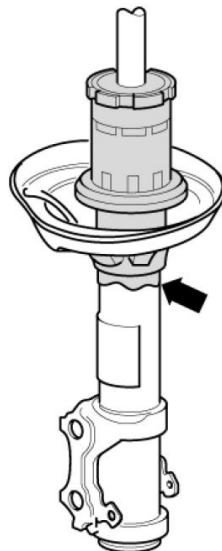


Рис. 2.1. Аналіз характеру підтікання робочої рідини.

Акустичні прояви можливих несправностей амортизаторів. У практиці технічного обслуговування нерідко трапляються випадки передчасної заміни амортизаторів через появу під час руху сторонніх звуків – глухих ударів, гуркоту або стукоту, які викликають занепокоєння у водія. Однак результати дорожніх

випробувань та стендової діагностики свідчать, що майже у 70 % подібних звернень заміна деталі є необґрунтованою, оскільки акустичні ефекти не пов'язані з відмовами самого амортизатора.

Для коректної оцінки ситуації доцільно:

– Провести контрольну поїзду разом із власником транспортного засобу, обравши суху дорогу з нерівностями, з метою точної ідентифікації умов виникнення, локалізації та характеру шумів.

Зауваження. У більшості випадків джерелом описаних звукових ефектів є інші елементи підвіски або кріпильні вузли, а не амортизатор.

Оцінювання технічного стану демонтованого амортизатора. Серйозне зниження демпфувальної здатності амортизатора може проявлятися у вигляді гучних ударних шумів під час руху, спричинених нестабільною контактною взаємодією шини з дорожнім покриттям, особливо на ділянках зі значною нерівністю. Візуальним знаком суттєвого зносу також є інтенсивне підтікання робочої рідини.

Примітка. Конструкція амортизатора передбачає повну відсутність обслуговування – доливання рідини не здійснюється.

Після демонтажу працездатність вузла можна оцінити вручну:

– Стиснути амортизатор, приклавши рівномірне зусилля.

Переміщення штока має бути плавним і рівномірним по всьому ходу без заїдань чи ривків.

– Відпустити шток поршня.

За наявності достатнього газового тиску шток повинен самостійно повернутися у вихідне положення.

Відсутність самоповернення штока не завжди означає, що амортизатор потребує заміни. Якщо значних втрат рідини немає, вузол може зберігати свою ефективність на рівні звичайного рідинного амортизатора.

Навіть при частковій втраті газу демпфувальна функція не зникає, хоча рівень шуму під час роботи може зростати.

Діагностика амортизаторів за допомогою стендового випробування.

Використання спеціалізованого стенда для контролю роботи амортизаторів дозволяє визначити їхній фактичний технічний стан без

необхідності демонтажу з транспортного засобу. Оцінювання ефективності поглинання коливань здійснюється на основі аналізу відхилення вимірювального індикатора або за результатами автоматизованого протоколу стенда.

Перелік обладнання для проведення перевірки:

- стенд фірми Boge; або
- стенд Sachs (V.A.G 1975-); або
- стенд Maha (VAS 1990-)

Важливі умови проведення вимірювань:

- температурний діапазон експлуатації обладнання повинен становити від +10 до +40 °C;
- у салоні має знаходитися водій (імітація робочого навантаження на підвіску);
- тиск у шинах повинен відповідати регламентованим значенням;
- колеса автомобіля мають бути правильно зорієнтовані й точно встановлені на опорні плити стенда;
- передня вісь – у прямолінійній позиції;
- стоянкове гальмо вимкнене, педаль основного гальма не натиснута.

Інтерпретація результатів. Технічний стан амортизатора визначається за принципом двоступеневої оцінки:

- ефективність демпфування відповідає нормі;
- ефективність демпфування є недостатньою.

Додаткові пояснення:

- стенд не надає даних про точну величину втрати демпфувальної здатності;
- прогнозувати залишковий ресурс амортизатора на підставі показників тесту заборонено;
- неправильні результати отримують у разі, якщо підвіска під час перевірки спирається на буфери ходу.

Далі наведено орієнтовні критерії, які застосовуються лише до обладнання, зазначеного в цьому розділі. Перевищення встановленого порогового значення

сигналізує про істотне падіння робочих характеристик амортизатора, що є підставою для його заміни.

Приклад інтерпретації:

Граничне значення параметра $a = 70$ мм

– $a > 70$ мм → незадовільний стан

– $a < 70$ мм → задовільний стан

Певна конфігурація амортизаторів, застосована на конкретному автомобілі, визначається згідно з PR-кодами, що наведені на ідентифікаційній етикетці виробника.

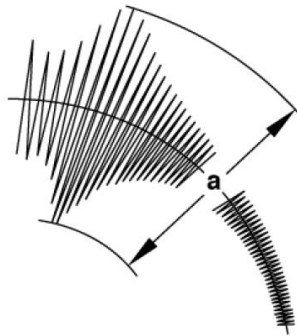
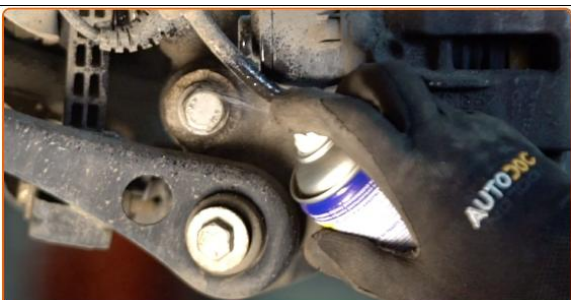


Рис. 2.2. Приклад інтерпретації.

2.2 Технологічний процес заміни задніх амортизаторів автомобіля

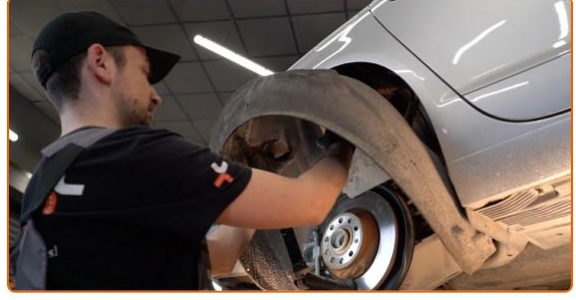
Опис операції	Ілюстрація
Зафіксувати колеса проти відкотів (упорами).	
Послабити болти кріплення колеса. Використовуйте ударну головку №17.	

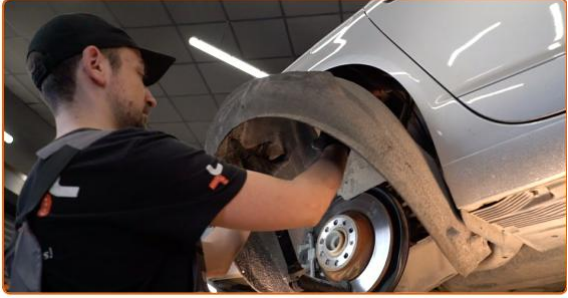
Підняти задню частину автомобіля та встановити його на підставки.	
Відкрутити болти кріплення колеса. Щоб уникнути травм, підтримуйте колесо під час відгвинчування болтів.	
Зняти колесо.	
Відкрутити та зніміть кріплення підкрилка. Використовуйте Torx T25.	
Демонтувати підкрилок.	
Очистити кріплення амортизатора. Використайте дротяну щітку. Нанести проникаюче мастило WD-40.	

Відкрутити нижнє кріплення амортизатора. Використовувати накидний ключ №21, торцеву головку №21 та тріскачку.	
Підтримувати важіль. Використовувати гідравлічний домкрат для трансмісії.	
Вийняти кріпильний болт.	
Очистити кріплення амортизатора. Використайте дротяну щітку. Нанести проникаюче мастило WD-40.	
Відкрутити верхнє кріплення амортизатора. Використовувати торцеву головку №16 та тріскачку. Щоб уникнути травм, підтримуйте амортизатор під час відгвинчування кріпильних болтів.	
Прибрати опору з-під важеля. Плавнo опустити гідравлічний трансмісійний домкрат, без ривків, щоб уникнути пошкодження вузлів і механізмів.	

Демонтувати амортизатор.	
Закріпити амортизатор у лещатах.	
Очистити кріплення штока амортизатора. Використайте дротяну щітку. Нанести проникаюче мастило WD-40.	
Зняти кріплення поршневого штока амортизатора. Використовувати торцеву головку №17 та тріскачку.	
Зняти опору амортизатора, пильник та обмежувач ходу (відбійник). Оглянути пильник амортизатора та відбійник. За необхідності – замінити їх. Перед установленням нового амортизатора прокачати його вручну 3–5 разів.	

Встановіть опору, пильник і відбійник на новий амортизатор.	
Закрутити верхнє кріплення штока поршня амортизаторної стійки. Використовувати комбінований ключ №17. Застосовувати фіксуючі кліщі. Використовуйте динамометричний ключ. Затягнути із моментом 50 Н·м.	
Зняти затиск (ланцюгові лещата/тиски) та вийняти амортизатор.	
Встановити амортизатор у колісну нішу та зафіксуйте його. Щоб уникнути травм, утримувати амортизатор надійно під час загвинчування кріпильних болтів.	
Встановити кріпильний болт.	
Підтримати важіль. Використати гідравлічний трансмісійний домкрат.	

Закрутити верхнє кріплення амортизатора. Використати торцеву головку №16. Встановити опору амортизатора, використовуючи центральний отвір як напрямний.	
Затягнути верхнє кріплення амортизатора. Використати торцеву головку №16. Застосувати динамометричний ключ. Затягнути з моментом 52 Н·м.	
Затягнути нижнє кріплення амортизатора. Використати комбінований ключ №21. Використати торцеву головку №21. Застосувати динамометричний ключ. Затягнути з моментом 80 Н·м.	
Прибрати опору з-під важеля. Плавнo опустити гідравлічний трансмісійний домкрат без ривків, щоб уникнути пошкодження вузлів і механізмів.	
Обробити кріплення амортизатора. Використати мідну змазку.	
Встановити захисний кожух колісної ніші на його посадкове місце.	

Встановити та затягнути кріплення захисного кожуха колісної ніші. Використати Torx T20.	
Обробити поверхню контакту гальмівного диска з ободом колеса. Використати мідну змазку.	
Очистити поверхню гальмівного диска. Використати очищувач гальм. Після нанесення спрею зачекати кілька хвилин.	
Встановити колесо. Щоб уникнути травм, утримувати колесо під час загвинчування кріпильних болтів.	
Закрутити колісні болти. Використати ударну торцеву головку №17.	
Опустити автомобіль і, працюючи в хрестоподібному порядку, затягнути колісні болти. Використати динамометричний ключ. Затягнути з моментом 120 Н·м.	

Прибрати домкрати та противідкатні упори.



Діагностування амортизаторів має базуватися не лише на візуальних ознаках або шумових ефектах. Незначне «запотівання» рідини та більшість скарг на стуки не свідчать про їхню несправність – у близько 70 % випадків заміна є зайвою. Найбільш об'єктивним методом оцінки працездатності є стендові випробування, які дозволяють визначити демпфувальну ефективність без демонтажу. Комплексний підхід до діагностики дає змогу уникнути необґрунтованих витрат і підтримувати безпечну роботу підвіски автомобіля.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок параметрів підвіски

Торсіонно-важільна система підвіски задніх коліс є конструктивним рішенням, яке поєднує у собі переваги підвіски з поздовжніми важелями та двошарнірних схем із хитними півосями. Основна її суть полягає в отриманні оптимальних показників керованості та плавності руху за рахунок сполучення позитивних кінематичних характеристик обох типів підвісок при мінімізації їхніх недоліків.

Подібна підвіска реалізується виключно на задній осі та має два основні різновиди. Один орієнтований на здешевлення конструкції транспортного засобу, а інший – на підвищення динамічних властивостей і стабільності автомобіля під час руху. У сучасному автомобілебудуванні пріоритет надається варіанту з покращеними кінематичними характеристиками, який забезпечує вищий рівень надійності, комфортності та безпеки руху.

Однією з ключових характеристик підвіски є здатність забезпечувати допустимий рівень коливань кузова при впливі дорожніх нерівностей

$$\omega = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{g}{f}};$$

$$f = 149 \text{ мм};$$

$$f = \frac{64n_p r^3 P_p}{d^4 G}, \quad \text{мм.}$$

$$G - 85000 \text{ МПа}; r = 57 \text{ мм}; n_p = 12; d = 12 \text{ мм.}$$

При роботі підвіски пружний елемент сприймає зусилля, що виникають під дією ваги автомобіля та динамічних навантажень від дорожнього полотна. У процесі взаємодії коліс з нерівностями дороги пружина деформується, акумулюючи потенційну енергію, яка згодом використовується для повернення кузова у рівноважне положення. Таким чином, саме пружний елемент забезпечує необхідний рівень вертикальної податливості підвіски, підтримує сталий кліренс і визначає комфортність руху транспортного засобу:

$$P_p = (R_z - g_k) \frac{L}{a}$$

$$g_k = 24 \text{ кг};$$

$$R_z = G * m;$$

$$m = 0,56; G = 1600 \text{ кг}.$$

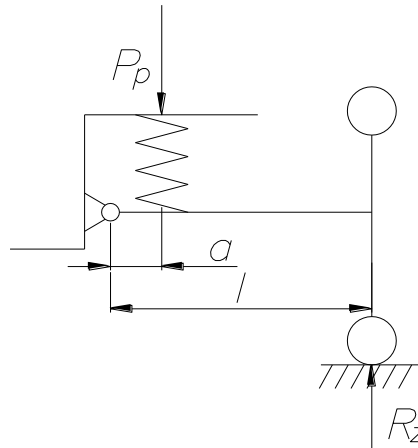


Рис. 3.1. Схема прикладання навантаження до пружного елемента підвіски.

$$R_z = 1600 * 0,56 = 512,4$$

$$P_p = (512,4 - 24) * \frac{526}{104} = 2470,1$$

$$f = \frac{64 * 12 * 57^3 * 2470,1}{10^4 * 85000 * 10^6} = 149_{\text{мм}}$$

$$\omega = \frac{1}{2 * 3,14} \sqrt{\frac{9,8}{149}} = 0,04 \text{ 1/с}$$

Частота коливань за одну хвилину:

$$n = \frac{300}{\sqrt{f}}$$

$$n = \frac{300}{\sqrt{149}} = 24,59 \text{ кол/хв}$$

Динамічна осадка підвіски для легкових автомобілів зазвичай становить 10–14 см, що забезпечує ефективне поглинання коливань, спричинених нерівностями дорожнього покриття. Такий діапазон є оптимальним для досягнення високого рівня комфортності під час руху, водночас зберігаючи достатню керованість транспортного засобу.

Зниження власної частоти коливань підвіски пов'язане з раціональним підбором співвідношення між масою, яка сприймається пружними елементами,

та їхньою жорсткістю. Як наслідок, конструктивні параметри амортизаторів і пружин формують кінематичні властивості підвіски, визначаючи її здатність ефективно демпфувати вібрації та підтримувати стійкість автомобіля під час руху.

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * C_p}{M}}$$

$$M = 380 \text{ кг}; C_p = 45,2 \text{ кН/м.}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * 45,2}{380}} = 0,48 \text{ Гц}$$

Конструктивно збільшена власна частота коливань формується переважно співвідношенням між сумарною жорсткістю пружних елементів підвіски та масою деталей, що належать до невідвісоленої частини автомобіля.

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * C_p + C_M}{m}}$$

$$C_M = 400 \text{ кН/м}; m = 150 \text{ кг.}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * 45,2 + 400}{150}} = 1,8 \text{ Гц}$$

Прогин пружного елемента відповідає вертикальному переміщенню коліс щодо кузова:

$$f_p = f_k = 100 \text{ мм}$$

Напруження, що виникають у пружині під час кручення

$$\tau = \frac{16 * P_p * r}{\pi * d^3} * k, \text{ МПа}$$

$$k = 1,1; r = 57 \text{ мм}; d = 12 \text{ мм.}$$

$$\tau = \frac{16 * 2470,1 * 57}{3,14 * 12^3} * 1,1 = 3,9 \text{ МПа}$$

3.2 Прямолінійний рух автомобіля

У процесі руху транспортного засобу по прямій ділянці дороги направляючі елементи підвіски сприймають комплекс зовнішніх сил, які

забезпечують стабільність і утримання траєкторії. Основне навантаження формується за рахунок взаємодії коліс з опорною поверхнею та передається на конструктивні вузли підвіски.

Нормальні реакції від дорожнього покриття (за умови постійного навантаження на колеса)

$$R_{z1} - g_n = R_{z1} - g_k = m_1 * G/2 * g_k = 233.6 \text{ Н}$$

Гальмівні сили:

$$P_T = R_{z1} * \varphi = R_{z2} * \varphi = 186.88 \text{ Н}$$

Гальмівний момент:

$$M_l = P_T * r_{\text{Колеса}} = 186.88 * 0.286 = 53.45 \text{ Н*м}$$

Бокові сили:

$$R_l = R_2 = 0.$$

Сили, що діють на елементи напрямного механізму підвіски.

Вертикальні (нормальні) реакції дорожнього покриття при навантаженні на колеса з урахуванням коефіцієнта запасу:

$$R_{Z1} = \frac{G}{2} * \left(1 + \frac{2 * H_g * \varphi}{B}\right) - g_0$$

$$H_g = 0,55 \text{ м}; B = 0,305 \text{ м};$$

$$R_{Z1} = \frac{380}{2} * \left(1 + \frac{2 * 0,55 * 1}{0,305}\right) - 8,9 = 341,27 \text{ Н}$$

$$R_{Z2} = \frac{G}{2} * \left(1 - \frac{2 * H_g * \varphi}{B}\right) - g_0$$

$$R_{Z1} = \frac{380}{2} * \left(1 - \frac{2 * 0,55 * 1}{0,305}\right) - 8,9 = 20,9 \text{ Н}$$

1. Бокові сили:

$$R_1 = \frac{G}{2} * \left(1 + \frac{2 * H_g * \varphi}{B}\right) * \varphi$$

$$R_1 = \frac{380}{2} * \left(1 + \frac{2 * 0,55 * 1}{0,305}\right) * 1 = 350,17 \text{ Н}$$

$$R_2 = \frac{G}{2} * \left(1 - \frac{2 * H_g * \varphi}{B}\right) * \varphi$$

$$R_2 = \frac{380}{2} * \left(1 - \frac{2 * 0,55 * 1}{0,305}\right) * 1 = 29,82 \text{ Н}$$

3.3 Основні вимоги до підвіски автомобіля

Власна частота вертикальних коливань кузова:

$$\omega = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{g}{f}};$$

$f = 149$ мм.

$$\omega = \frac{1}{2 * 3,14} \sqrt{\frac{9,8}{149}} = 0,04 \frac{1}{c}$$

Маса невідвіснених елементів:

$$G_{HM} = 1029 \text{ Н};$$

$G_{20}' = 3724$ Н на одне колесо 1862 Н – частинне навантаження;

$G_{20}' = 5488$ Н на одне колесо 2744 Н – повне навантаження.

Динамічний хід.

$$F_g = 149 \text{ мм.}$$

Жорсткісні властивості пружини:

$$C_{PI} = G_{20}' / f_0 = 1862 / 149 = 12.5 \text{ Н/мм};$$

Статичний прогин підвіски при максимальному навантаженні

$$F_{20}' = G_{20}' / C_{PI} = 2744 / 12,5 = 219 \text{ мм}$$

Запас ходу підвіски до спрацювання обмежувача:

$$f' = k_e' * f_g,$$

$$k_e' = 0.6-0.7;$$

$$f' = 0,6 * 149 = 80,4 \text{ мм}$$

Робочий прогин підвіски:

$$F_{ox} = f_g - f' = 149 - 80.4 = 68,8 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт динамічності ($k_g = 3$).

Максимальне навантаження під час досягнення повного ходу стиску:

$$G_{max} = G_{20}' * k_g = 2744 * 3 = 8232 \text{ Н};$$

Жорсткість обмежувача ходу підвіски:

$$G_{OX} = C_{p1} * \frac{F'_{20}}{F_{OX}} * (k_g - \frac{f'_g}{F'_{20}} - 1)$$

$$G_{OX} = 12.5 * \frac{219}{68,8} * \left(3 - \frac{149}{219} - 1\right) = 71,4 \text{ Н/мм}$$

Сумарна жорсткість підвіски

$$C_{\Sigma} = C_{PI} + G_{OX} = 12.5 + 71.4 = 83.9 \text{ Н/мм}$$

Максимальна амплітуда вертикального переміщення колеса:

$$f_{max} = f_{20}' + f_g = 219 + 149 = 368 \text{ мм}$$

3.4 Розрахунок заднього амортизатора

Площа робочої поверхні амортизатора, що сприймає навантаження:

$$F = \frac{A}{427 * \alpha * t * (T_{max} - T_B)}$$

$$\alpha = 50..70;$$

$$T_{max} = 120 .. 130 ^0;$$

$$T_B = 20 ^0\text{C}. A = 45000 \text{ Дж}; t = 1 \text{ год.}$$

$$F = \frac{45000}{427 * 60 * 1 * (120 - 20)} = 0,017 \text{ м}^2$$

Зовнішній діаметр корпусу резервуара амортизатора цей параметр визначає:

$$D = \sqrt{l^2 + \frac{2 * A}{\pi * 427 * \alpha * t * (T_{max} - T_B)}} - l$$

$$l = 0,163 \text{ мм.}$$

$$D = \sqrt{0,163^2 + \frac{2 * 45000}{3,14 * 427 * 60 * 1 * (120 - 20)}} - 0,163 = 0,029 \text{ м}$$

Площа поперечного перерізу поршня амортизатора даний параметр визначає:

$$F_n = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$F_n = \frac{3,14 * 0,029^2}{4} = 0,0026 \text{ м}^2$$

3.5 Пружний елемент підвіски та його деформаційні властивості

Конструктивне виконання та кінематична схема підвіски визначають основні функціональні характеристики транспортного засобу: компоновочні можливості, рівень плавності ходу, стійкість і керованість під час руху, а також впливають на загальну масу автомобіля, його експлуатаційну надійність і ресурс. Вибір типу пружного елемента й геометричні параметри його розміщення суттєво впливають на характер вертикальних коливань кузова та ефективність гасіння динамічних навантажень.

На рисунку 6.2 представлено кінематичну схему залежної підвіски, у якій обидва колеса осі пов'язані між собою жорсткою балкою.

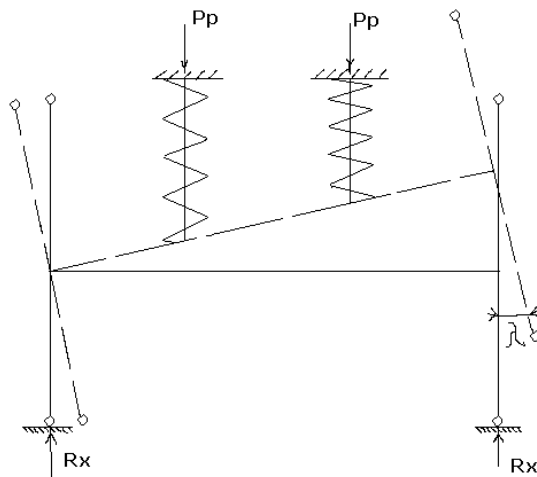


Рис. 3.2. Кінематична схема залежної підвіски.

Навантаження, що сприймається пружним елементом у залежній підвісці, визначається розрахунковим виразом:

$$P_p = R_x - g_k,$$

$$g_k = 0,5 \cdot 932 + 206 = 672 \text{ Н};$$

$$R_x = G_{2a} = 9643 \text{ Н};$$

$$P_p = 9643 - 672 = 8971 \text{ Н}.$$

Прогин пружного елемента відповідає вертикальному зміщенню коліс відносно кузова автомобіля:

$$f_p = f_k.$$

3.6 Розрахунок передніх амортизаторів

Демпфування коливань підвіски та розрахунок параметрів амортизаторів. Пристрій, призначений для поглинання й зменшення коливальних рухів у підвісці, називають амортизатором. Він формує сили опору, які виникають при переміщенні кузова відносно коліс, та забезпечує перетворення механічної енергії коливань у теплову, що відводиться в навколишнє середовище. У поєднанні з силами сухого та граничного тертя в елементах підвіски амортизатор сприяє стабілізації положення автомобіля під час руху.

На більшості сучасних транспортних засобів використовують гідравлічні амортизатори двосторонньої дії – важільного або телескопічного типу. Телескопічні амортизатори мають низку істотних переваг: меншу масу, вищу ефективність відведення тепла від робочої рідини, зниження робочих тисків (у межах 2,5...5,0 МПа), а також більшу технологічність у виробництві. Завдяки цьому саме вони стали основною конструкцією в автомобілебудуванні як в Україні, так і за кордоном.

Процес загасання вертикальних коливань кузова визначається створенням достатньої демпфувальної сили P_c , яка протидіє його руху. Ця сила складається з опору листових ресор, тертя у шарнірних елементах та, в найбільшій мірі, – з опору, створюваного амортизаторами. У першому наближенні можна вважати, що сила демпфування прямо пропорційна швидкості відносного переміщення кузова й колеса:

$$P_c = K_e \cdot V,$$

У теорії руху автомобіля ступінь зниження інтенсивності коливань оцінюють за допомогою відносного коефіцієнта затухання:

$$\psi = \frac{K_e}{\sqrt{c \cdot m}},$$

У конструкціях сучасних легкових автомобілів коливання кузова згасають із відносним коефіцієнтом затухання в межах $\psi = 0,15 \dots 0,35$. Для розрахункових оцінок прийнято використовувати усереднене значення $\psi = 0,2$, що забезпечує раціональний компроміс між комфортністю руху й керованістю транспортного засобу.

Необхідно враховувати, що зменшення жорсткісних характеристик пружного елемента підвіски вимагає відповідного зниження демпфувального зусилля амортизаторів, аби підтримувати заданий рівень загасання коливань.

Після перетворення рівняння динаміки коливального процесу отримують робочу формулу для визначення еквівалентного коефіцієнта затухання, який відображає реальний демпфувальний ефект підвіски.

$$K_e = \frac{\psi \cdot P_p}{31,3 \cdot \sqrt{f_{cm}}},$$

$$K_e = \frac{0,2 \cdot 8971}{31,3 \cdot \sqrt{0,1}} = 181,27,$$

При відомому значенні еквівалентного коефіцієнта опору коливанням K_e величина коефіцієнта демпфування амортизатора K_a визначається конструктивними особливостями амортизатора та його просторовим розташуванням відносно точки прикладання навантаження – колеса. Тип амортизатора, його кінематична схема та кут встановлення впливають на ефективність реалізації демпфувальних властивостей у системі підвіски.

3.7 Характеристика амортизатора та визначення його геометричних параметрів

Характеристикою амортизатора називають функціональну залежність сили демпфування від швидкості переміщення поршня щодо корпусу амортизатора. Дану залежність подають у вигляді графічної кривої в координатах:

$$P_a = f(V_n)$$

Для амортизаторів із розвантажувальними клапанами характерною є несиметрична демпфувальна характеристика, що відображає різницю між силами опору при стисканні та віддачі (див. рисунок 3.3). Такий підхід дозволяє оптимізувати роботу підвіски: забезпечуються м'яке стискання при наїзді на нерівності та більший опір при розтягуванні для швидкого стабілізування кузова.

$$P_a = K_e \cdot \frac{V_n}{\cos \delta}, \text{ Н.}$$

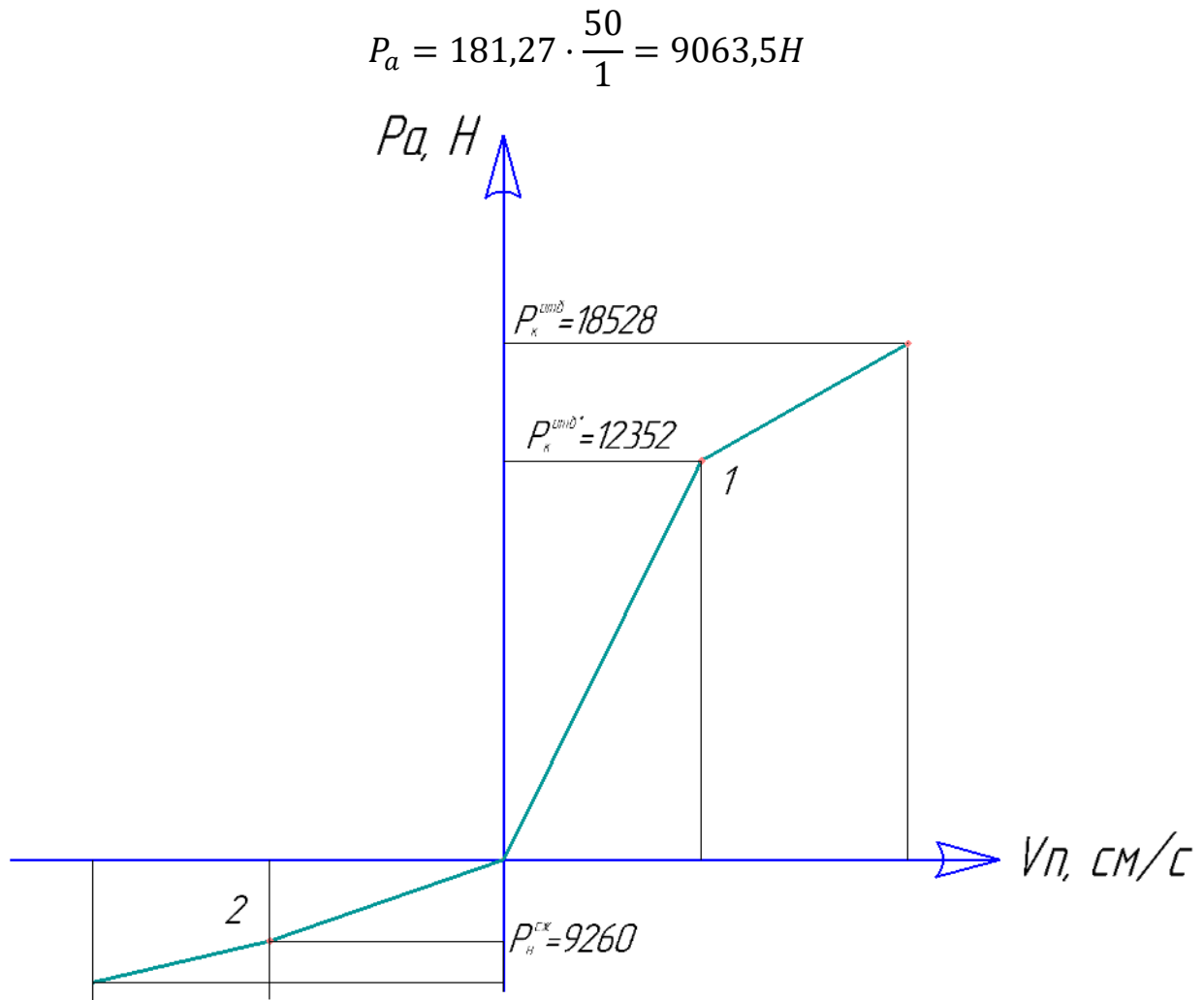


Рис.3.3. Графік демпфувальної характеристики амортизатора.

Зміна сили, що передається через шток амортизатора, залежно від швидкості відносного переміщення поршня всередині циліндра описується розрахунковими залежностями. На початковому етапі руху штока, коли швидкість невелика, зусилля визначається спеціалізованою формулою, яка враховує особливості роботи клапанної системи амортизатора та мінімальний опір рідини при її початковому переміщенні.

$$P_n = K_{an} \cdot V_n^n = 308,8 \cdot 50^1 = 15440H,$$

$$n = 1;$$

На клапанній ділянці зони дії розвантажувальних або перепускних клапанів амортизатора сила опору формується за рахунок регульованого протікання робочої рідини крізь калібровані отвори:

$$P_k = P'_n + K_{ak} \cdot (V_n - V'_n), H,$$

$$P_k = 15440 + 1 \cdot (50 - 30) = 15460H$$

$$V'_n = 30 \text{ cm/s.}$$

Під час інженерних та розрахункових оцінок робочих режимів амортизатора швидкість переміщення поршня умовно задають у межах 50–60 см/с.

За умов значного збільшення швидкості коливальних переміщень у режимах стискання та віддачі відбувається відкривання розвантажувальних клапанів амортизатора.

Для амортизатора односторонньої дії, у якому демпфувальний опір створюється переважно під час одного з ходів (як правило, при відбої), еквівалентний коефіцієнт опору визначають окремим розрахунковим виразом.

$$K_e = 0,5 \cdot (K_{ан}^{сжс} + K_{ан}^{отб}) \cdot \cos^2 \delta, \text{ Н} \cdot \text{с/см};$$

Для двостороннього амортизатора $K_{ан}^{отб} = 3K_{ан}^{сжс}$:

$$K_e = 2 \cdot K_{ан}^{сжс} \cdot \cos^2 \delta, \text{ Н} \cdot \text{с/см},$$

$$\delta = 40^\circ.$$

Визначення параметрів демпфування передбачає розрахунок коефіцієнтів та сил опору амортизатора у момент спрацювання розвантажувальних клапанів. Цей режим відповідає ситуації, коли швидкість відносного переміщення поршня досягає $V_n' = 30 \text{ м/с}$, а показник ступеня залежності сили опору від швидкості приймається рівним $n = 1,0$:

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{K_e}{\cos^2 \delta}, \text{ Н} \cdot \text{с/см};$$

$$K_{ан}^{сжс} = \frac{181,27}{0,587} = 308,8 \text{ Н} \cdot \text{с/см}$$

$$K_{ан}^{отб} = 3K_{ан}^{сжс}; \text{ Н} \cdot \text{с/см};$$

$$K_{ан}^{отб} = 3 \cdot 308,8 = 926,4 \text{ Н} \cdot \text{с/см}$$

$$P_H^{сжс'} = K_{ан}^{сжс} \cdot (V_n')^n, \text{ Н}.$$

$$P_H^{сжс'} = 308,8 \cdot (30)^1 = 9264 \text{ Н}$$

Прийнявши $K_{ак}^{отб} = 0,5 \cdot K_{ан}^{отб}$ і $K_{ак}^{сжс} = 0,5 \cdot K_{ан}^{сжс}$, отримують:

$$P_K^{сжс} = P_H^{сжс'} + 0,5 \cdot K_{ан}^{сжс} \cdot (V_n - V_n'), \text{ Н}.$$

$$P_K^{сжс} = 9264 + 0,5 \cdot 308,8 \cdot (50 - 30) = 12352 \text{ Н}$$

$$P_k^{отб} = P_H^{отб'} + 0,5 \cdot K_{ан}^{отб} \cdot (V_n - V_n'), \text{ Н}$$

$$P_k^{отб} = 9264 + 0,5 \cdot 926,4 \cdot (50 - 30) = 18528 \text{ Н}$$

Під час визначення основних геометричних параметрів амортизатора орієнтуються на розрахункову потужність N_p , яку він розсіює протягом одиниці часу (прийнято $\tau = 1$ год).

У розрахунках приймають $V_n = 20 \dots 30$ см/с, де максимальне значення відповідає найінтенсивнішому режиму роботи амортизатора, коли він поглинає найбільшу кількість механічної енергії коливань.

$$N_p = \frac{(P_H^{сж} + P_H^{омб}) \cdot V_n'}{2 \cdot 100}, \text{ Вт.}$$

$$N_p = \frac{(12352 + 18528) \cdot 30}{2 \cdot 100} = 4632 \text{ Вт}$$

Оскільки поглинена амортизатором енергія повністю трансформується в теплоту, то, маючи значення розрахункової потужності, яку він розсіює за період $\tau = 1$ год, можна визначити величину виконаної роботи L .

$$L = N_p \cdot \tau, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

або:

$$L = a \cdot F \cdot (t_{max} - t_0) \cdot \tau, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$L = 200 \cdot 0,047 \cdot (100 - 20) \cdot 360 = 270720, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Площа поверхні зовнішніх стінок телескопічного амортизатора, через які відбувається інтенсивний теплообмін із навколишнім середовищем, визначається за спеціальним розрахунковим виразом:

$$F = \pi \cdot D \cdot (D/2 + l), \text{ м}^2,$$

$$F = 3,14 \cdot 0,0351 \cdot (0,0351/2 + 0,3) = 0,035, \text{ м}^2$$

$$D = 35,1 \text{ мм}; l = 300 \text{ мм}.$$

$$F_{вн} - F_{ин} = \frac{P_H^{омб}}{p_{ам}}, \text{ м}^2,$$

$$F_{вн} - F_{ин} = \frac{9264}{40} = 231,6, \text{ м}^2$$

Площа поверхні внутрішньої сторони стінки корпусу амортизатора визначається з урахуванням його геометричних параметрів та дорівнює значенню, отриманому із відповідного розрахункового виразу:

$$F_{вн} = \frac{\pi \cdot d_u^2}{4} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \text{ м}^2;$$

Площа поперечного перерізу в зоні штока визначається на основі його номінального діаметра та характеризує величину поверхні, через яку шток взаємодіє з робочим середовищем амортизатора під час переміщення

$$F_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4}, \text{ м}^2;$$

$$F_{ш} = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 0,0000636, \text{ м}^2$$

Конструктивна схема амортизатора з нанесеними розмірними параметрами подана на рисунку 3.4.

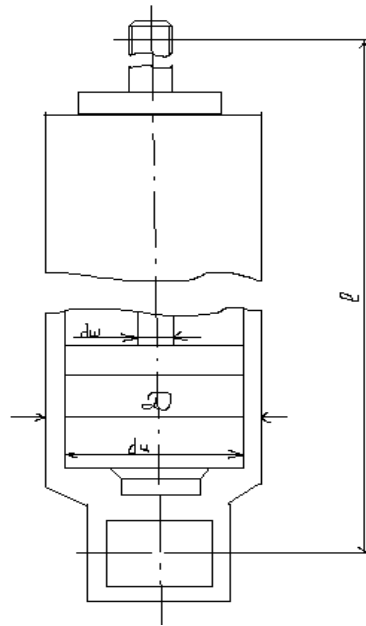


Рис. 3.4. Основні розрахункові параметри амортизатора

Для визначення зовнішнього діаметра корпусу амортизатора застосовують спеціальний розрахунковий вираз, який враховує як силові навантаження, що сприймаються стінками резервуара під дією робочого тиску, так і вимоги щодо забезпечення достатньої площі тепловіддачі.

$$D = d_{ш} + 2 \cdot \delta, \text{ м},$$

$$D = 0,03 + 2 \cdot 0,00255 = 0,0351, \text{ м}$$

$$\delta = 2,55 \text{ мм.}$$

Додатково зовнішній діаметр корпусу амортизатора може бути визначений за альтернативним розрахунковим виразом, який враховує конструктивні та експлуатаційні обмеження, зокрема допустимі напруження в матеріалі стінки та умови встановлення амортизатора в підвісці:

$$D = \sqrt{\frac{l^2 + 2 \cdot l}{\pi \cdot a \cdot \tau \cdot (t_{\max} - t_0)}} - 1.$$

Конструктивна довжина амортизатора визначається з використанням відповідної розрахункової залежності, яка враховує хід підвіски, геометрію встановлення та кінематичні особливості роботи амортизаційного елемента:

$$l = \frac{F - 0,5 \cdot \pi \cdot D^2}{\pi \cdot D}, \text{ м.}$$

$$l = \frac{0,035 - 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0351^2}{3,14 \cdot 0,0351} = 0,3 \text{ м,}$$

Хід поршня амортизатора:

$$H_n \geq 3,5 \cdot d_{\text{ц}}, \text{ м.}$$

$$H_n \geq 3,5 \cdot 0,03 = 0,105 \text{ м.}$$

3.8 Оцінювання міцності деталей амортизатора

Перевірку працездатності поршня амортизатора виконують із застосуванням розрахункових залежностей, прийнятих для круглих пластин, що працюють під дією рівномірно розподілених навантажень. Такий підхід дає змогу достовірно оцінити рівень напруженого стану та визначити, чи відповідає поршень вимогам міцності в процесі експлуатації.

Критерієм допустимості роботи є запас міцності за напруженнями згину. Для поршня приймається умова, що дійсні напруження не повинні перевищувати допустимі значення:

$$\sigma_z = \sigma_{\tau} \leq 1600 \text{ МПа.}$$

Максимальне розрахункове напруження згину, яке виникає у характерному перерізі поршня, становить:

$$\sigma_{\text{max}} = 700 \text{ МПа.}$$

Запас міцності визначають за співвідношенням:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{max}}}$$

$$n_{\sigma} = \frac{1400}{700} = 2.$$

Запас міцності за критерієм граничних напружень кручення визначають, виходячи з умови, що фактичні дотичні напруження не повинні перевищувати допустиме значення для матеріалу деталі:

$$\tau_3 = \tau_t \leq 700 \text{ МПа}; \tau_{\max} = 50 \text{ МПа};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_t}{\tau_{\max}}$$

$$n_{\tau} = \frac{500}{50} = 10.$$

Сумарний запас міцності елемента визначають на основі узагальненого критерію міцності, що дозволяє врахувати одночасну дію згинальних і крутних навантажень:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq |n|.$$

$$n = \frac{2 \cdot 10}{\sqrt{2^2 + 10^2}} = 1,96 \geq |n|.$$

Отримане значення інтегрального коефіцієнта запасу міцності має відповідати вимозі забезпечення надійної роботи деталі в умовах експлуатаційних навантажень:

$$|n| \geq 2.$$

3.9 Розрахунок пружних елементів передньої підвіски

У конструкціях важільних підвісок гвинтова пружина працює в умовах складного напруженого стану. Окрім основного навантаження стискання, на неї додатково діють згинальні моменти, що виникають унаслідок кінематичного зв'язку пружини з рухомим важелем.

Для забезпечення стабільної роботи підвіски під час динамічного навантаження необхідно мінімізувати вплив згину. Це досягається таким розташуванням та геометрією пружини, за яких її вісь за умов максимального прогину зберігає майже прямолінійну форму. Внаслідок цього додаткові згинальні складові напружень зводяться до мінімуму, що позитивно впливає на довговічність та надійність елемента:

$$\tau = \frac{8 \cdot P_{np} \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3}, \text{ МПа},$$

$$D = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot P_{np} \cdot K} = \frac{3,14 \cdot 0,017^3 \cdot 1000}{8 \cdot 6928 \cdot 1} = 0,098 \text{ м}$$

$$P_{np}=6928\text{МПа};$$

Для виготовлення гвинтових пружин у передніх підвісках автомобілів застосовують леговані пружинні сталі, аналогічні тим, що використовуються в ресорних елементах. Найбільш поширеними марками є 55ГС, 50С2 та 60С2, які характеризуються високою межею витривалості та здатністю працювати при значних деформаціях. Для цих матеріалів допустимий рівень дотичних напружень за умов максимального прогину пружини становить:

$$[\tau] = 1000 \text{ МПа.}$$

Під час роботи підвіски реальна приведена жорсткість системи не є сталою. Вона змінюється залежно від величини вертикального переміщення колеса, що зумовлено зміною передавального відношення важільних елементів у процесі ходу підвіски. Саме тому для оцінювання плавності ходу та комфортабельності руху автомобіля критичним є положення статичної рівноваги, коли важіль підвіски займає горизонтальну орієнтацію.

Жорсткість гвинтової пружини визначають за відомою залежністю:

$$c = \frac{P_{np}}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i}.$$

$$c = \frac{P_{np}}{f} = \frac{9 \cdot 10^6 \cdot 0.017^4}{8 \cdot 0.098^3 \cdot 10} = 99.8.$$

На основі встановленого значення жорсткості пружного елемента можна перейти до визначення конструктивних параметрів пружини, зокрема кількості її робочих витків:

$$i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot c \cdot D^3}.$$

$$i = \frac{9 \cdot 10^6 \cdot 0.017^4}{8 \cdot 99.8 \cdot 0.098^3} = 10.$$

$$G=7,8\dots10,4\text{МПа.}$$

Повна кількість витків визначається з урахуванням не лише робочих, але й допоміжних витків, які забезпечують правильне встановлення пружини в опорні гнізда та рівномірний розподіл навантаження по її довжині. Тому загальне число витків можна подати у вигляді:

$$i_n = i + (1,5\dots2) = 10 + 2 = 12.$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Вертикальні коливання підресореної маси автомобіля

Вертикальні коливальні процеси виникають у випадках, коли збурення від дорожнього покриття одночасно та однаково передаються на обидва колеса осі, тобто при симетричному впливі нерівностей шляху. У термінах математичного опису динаміки підресореної маси така ситуація характеризується рівністю переміщень у правому та лівому напрямках.

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 z}{dt^2} &= Q_z^a + Q_z^\Pi, \\ I_C \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= Q_\varphi^a + Q_\varphi^\Pi \end{aligned} \quad (4.1)$$

За цих умов, а також враховуючи специфіку дії силових факторів, прикладених до підресореної частини конструкції транспортного засобу, перше диференціальне рівняння системи (4.1) може бути перетворене до спрощеного вигляду, що описує рух лише у вертикальній площині без урахування крену кузова.

$$\ddot{z}^* + \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1} = -g + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{M} |\dot{z}^*|^{\nu_3} \dot{z}^* \quad (4.2)$$

Слід зауважити, що у правій частині диференціального рівняння (4.2) максимальні значення збурювальної складової суттєво менші порівняно з екстремальними значеннями функції, яка визначає основну динамічну реакцію системи. Така характеристика дозволяє трактувати предмет дослідження як задачу з «малою» правою частиною та обґрунтовує використання методів теорії збурень нелінійних диференціальних рівнянь.

Результативність застосування зазначених підходів безпосередньо залежить від наявності можливості отримати розв'язок незбуреної системи в аналітичній формі. У випадку, коли аналізується нелінійна динаміка вертикальних коливань підресореної маси автомобіля, відповідним базовим рівнянням виступає математична модель незбуреного руху, яку можна подати у такій формі:

$$\ddot{z}^* + \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1} = 0. \quad (4.3)$$

Як збурене, так і незбурене диференціальні рівняння повинні коректно відтворювати коливальні режими руху підресореної маси автомобіля. Однією з ключових умов існування періодичного розв'язку в рівнянні (4.2) є непарний характер залежності неконсервативної відновлювальної сили від узагальненої координати, тобто виконується співвідношення.

За такого формулювання забезпечується симетрія силової відповіді, що й унеможливорює виникнення складових, які призводять до зміщення рівноважного положення. Відповідно, як рівняння (4.3), так і рівняння (4.2) описують саме коливальний процес лише за умови виконання критерію.

При дотриманні зазначеної умови періодичний розв'язок незбуреного рівняння (4.3) може бути представлений за методикою у формі періодичних Атеб-функцій, що дає можливість поєднати аналітичну зручність із точним урахуванням нелінійності системи:

$$z^*(t) = asa \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1 - \nu_1}, \omega(a)t + \theta \right) \quad (4.4)$$

Слід підкреслити, що для більшості нелінійних коливальних систем частота власних коливань не є сталою величиною, а змінюється залежно від амплітуди руху. У розглядуваному випадку дана залежність описується таким співвідношенням:

$$\omega(a) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}. \quad (4.5)$$

Для подальшої зручності аналізу доцільно перейти від параметра власної частоти вертикальних коливань до більш інтуїтивного механічного показника – жорсткості, що може бути виражена через статичну пружну деформацію підресореної маси. Здійснивши таке перетворення, отримуємо наступне співвідношення:

$$\omega(a) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{(\chi_1 + \chi_2)g}{(\alpha_1 + \alpha_2)\Delta_{cm}^{\nu_2 + 1}} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}. \quad (4.6)$$

Достовірність отриманих залежностей підтверджується тим, що за умови вони переходять у співвідношення, характерні для нелінійної консервативної системи, тоді як при їх форма відповідає лінійній моделі пружних елементів підвіски. Додатково слід підкреслити, що коли , власна частота вертикальних

коливань підресореної маси не змінюється залежно від амплітуди збурення, тобто виникає ізохронність динамічного процесу. Такий ефект є наслідком дії нелінійної неконсервативної відновлювальної сили пружного елемента, що змінюється відповідно до закону .

Запропонована аналітична залежність слугує теоретичним підґрунтям для розроблення програмних засобів керування характеристиками нелінійної неконсервативної відновлювальної сили елементів підвіски задля досягнення максимально комфортних умов для пасажирів під час руху автомобіля. Під комфортністю у даному контексті розуміють підтримання частоти вертикальних коливань підресореної маси транспортного засобу в діапазоні Гц.

Якщо у якості керованого параметра розглядати статичну деформацію підресорювального пристрою, тоді її залежність від амплітуди вертикальних коливань може бути визначена з наступного співвідношення:

$$\Delta_{cm} = \left[\frac{(2 - \nu_1)(\chi_1 + \chi_2)g}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)(\alpha_1 + \alpha_2)} \left(\frac{(\nu_2 + 2)}{4\Pi f} \right)^{2-\nu_1} a^{\nu_1+\nu_2} \right]^{\frac{1}{\nu_2+1}}, \quad (4.7)$$

де $\Pi = \frac{\Gamma(1/(\nu_2 + 2))\Gamma((1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}{\Gamma(1/(\nu_2 + 2) + (1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}$ - півперіод за фазою використаних спеціальних

Атеb - функцій.

На рисунку 4.1 наведено результати графоаналітичного опрацювання залежності (4.7), що відображають зміну статичної деформації пружного елемента (керованого параметра системи підресорення), за якої власна частота вертикальних коливань підресореної маси автомобіля знаходиться у діапазоні, оптимальному для сприйняття людиною.

Аналіз поданих кривих демонструє, що для забезпечення нормативних ергономічних вимог за частотою коливального процесу у разі значних амплітуд вертикальних переміщень необхідно застосовувати систему підресорення зі статичною деформацією , якщо пружний елемент має прогресивний характер відновлювальної сили, або ж неконсервативної природи при .

Для режимів малих амплітуд коливань встановлено:

у прогресивних системах підресорення, а також у неконсервативних, коли та , статична деформація пружного елемента повинна змінюватися в межах ;

якщо ж та, тоді рекомендовано підтримувати статичну деформацію у діапазоні.

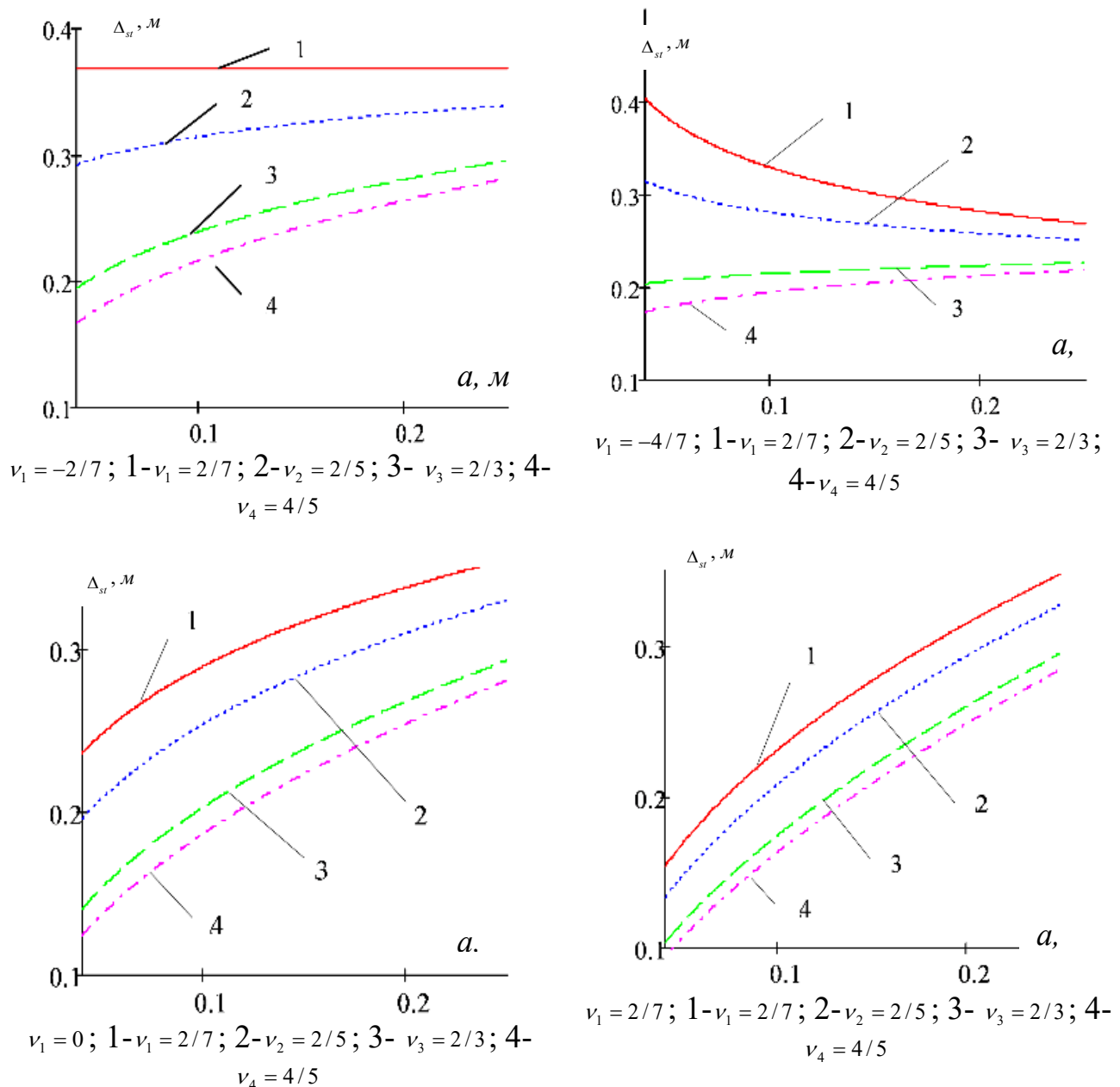


Рис. 4.1. Взаємозв'язок між статичною деформацією та амплітудою вертикальних коливань у керованій системі підресорення колісного транспортного засобу з неконсервативною відновлювальною силою.

Помітний приклад прикладного інтересу становить система підресорення, силові параметри якої неконсервативної відновлювальної сили мають значення та (див. рис. 4.1). Для такої конфігурації динамічних характеристик забезпечується виконання ергономічних вимог щодо частоти вертикальних коливань підресореної маси при незмінному рівні статичної деформації незалежно від амплітуди збурення. Іншими словами, коливальний процес у

межах розглядуваного діапазону переміщень відбувається в режимі ізохронності, що є надзвичайно важливим у контексті підвищення комфорту руху пасажирського транспортного засобу.

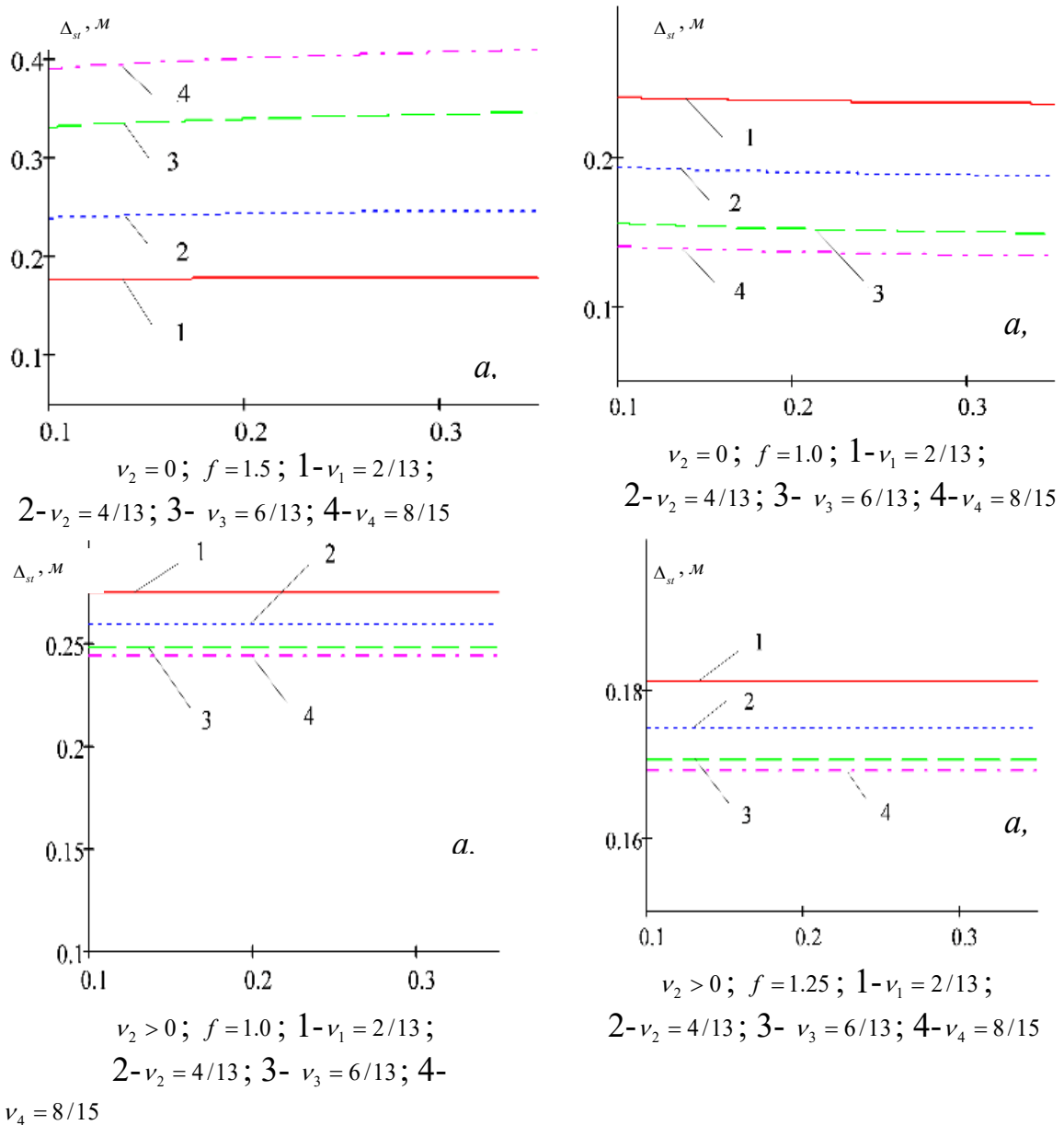


Рис. 4.2. Статична деформація як керований параметр підвіски: залежність від амплітуди вертикальних коливань $\nu_1 = -\nu_2$ та $\nu_2 = 0, 0 < \nu_1 < 1$.

Отримані аналітичні співвідношення можуть бути використані також для визначення амплітуди початкового збурення вертикальних коливань підресореної маси автомобіля за умови, що нерівності дорожнього покриття під правим і лівим колесами мають однаковий профіль. Припустимо, що геометрія таких нерівностей описується функцією, а рух транспортного засобу відбувається з постійною швидкістю.

У такому разі відносна компонента початкової швидкості підресореної маси може бути виражена двома способами:

через геометричний параметр нерівності кут нахилу дотичної до профілю у момент контакту колеса з нерівністю;

через кінематичний підхід.

Прирівнюючи ці два вирази та враховуючи умову малості нахилу поверхні дороги, отримуємо узагальнене співвідношення для визначення амплітуди початкового збурення вертикальних коливань підресореної маси:

$$a_0 = \left(V \frac{h\pi}{l} \right)^{\frac{2-\nu_1}{2+\nu_2}} \left(\frac{(1-\nu_1)(\nu_2+2)(\alpha_1+\alpha_2)\Delta_{cm}^{\nu_2+1}}{(2-\nu_1)(\chi_1+\chi_2)g} \right)^{\frac{1}{\nu_2+2}}. \quad (4.8)$$

Відповідно до аналітичного виразу (4.8), на рисунках 4.3 і 4.4 подано результати оцінювання амплітуди початкового збурення вертикальних коливань підресореної маси залежно від рухових та конструктивних параметрів системи підресорення. Зокрема, на рис. 4.3 проілюстровано вплив швидкості руху автомобіля на величину амплітуди збурення, тоді як рис. 4.4 демонструє зміну останньої залежно від статичної деформації пружного елемента при різних значеннях силових характеристик СП КТЗ.

Аналіз наведених графічних залежностей свідчить про такі закономірності зміни амплітуди початкового збурення вертикальних коливань підресореної маси транспортного засобу під час наїзду на нерівність:

зі зростанням швидкості руху автомобіля амплітуда початкового збурення зменшується;

для систем підресорення із прогресивною або регресивною залежністю відновлювальної сили більші значення параметра забезпечують більшу амплітуду початкового збурення;

у випадках та , а також та початкова амплітуда коливань перевищує відповідні значення для підвіски з лінійною силовою характеристикою (за однакових інших параметрів), тоді як для випадків та , а також та вона, навпаки, є меншою;

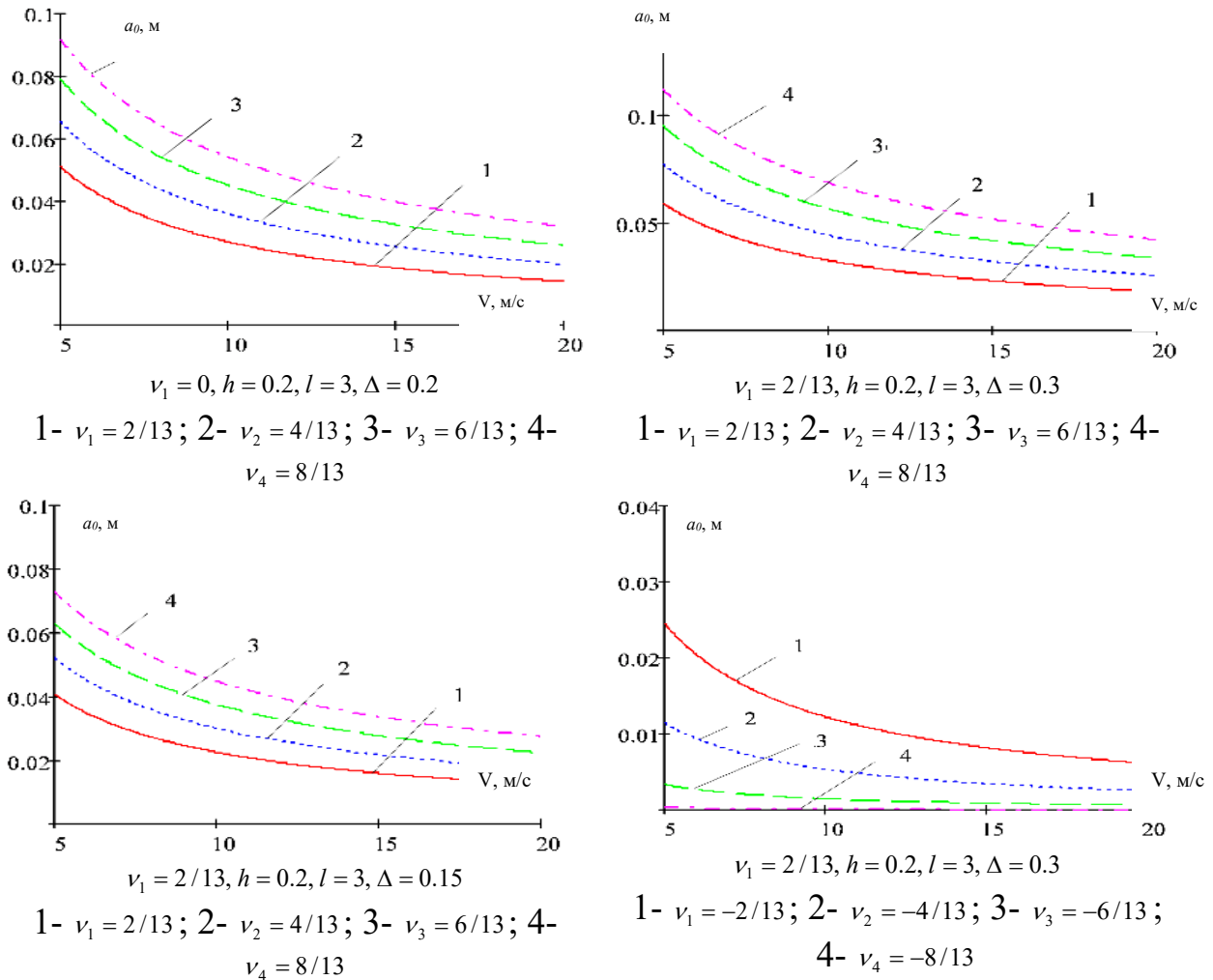


Рис. 4.3. Динамічна залежність амплітуди початкового збурення вертикальних коливань від швидкості входження колеса на нерівність дорожнього профілю.

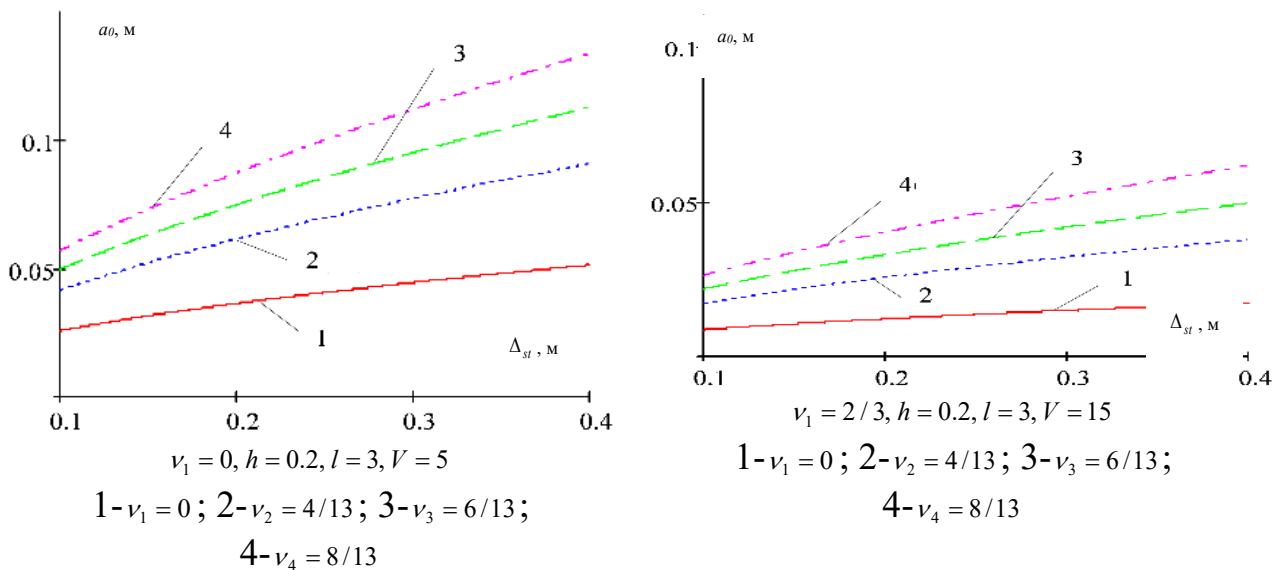


Рис. 4.4. Керованість початкової амплітуди коливань через зміну статичної деформації системи підвесення.

збільшення статичної деформації пружного елемента спричиняє відповідне зростання амплітуди початкового збурення. При цьому, для прогресивної характеристики та параметрів i ; i значення амплітуди є більшими, ніж у лінійної системи підресорення, тоді як для регресивної характеристики та варіантів.

Окремо слід зазначити, що наявність «малих» нелінійних сил опору в системі підресорення суттєво впливає на подальшу еволюцію динамічного процесу, змінюючи як амплітуду, так і частоту коливань у часі. Для визначення закону зміни цих параметрів, підґрунтям слугує узагальнення основних положень методу Ван-дер-Поля та їх застосування до рівняння (4.2), що дозволяє отримати таке співвідношення:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = & \frac{2-\nu_1}{4\pi\omega(a)} \int_0^{2\pi} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right) \times \\ & \times \left\{ -g + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} a^{\nu_2+1} s a^{\nu_2+1} \left(\nu_2+1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) + \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{M} \left| \frac{2a(t)\omega(a)}{\nu_2+2} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right) \right|^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right. \\ & \left. - \frac{2a(t)\omega(a)}{\nu_2+2} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right\} d\psi, \\ \frac{d\psi}{dt} = & \omega(a) - \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} \frac{(\nu_2+2)(2-\nu_1)a^{\nu_2}}{4\pi\omega(a)} \frac{2\Gamma\left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2}\right)\Gamma\left(\frac{\nu_2+3}{\nu_2+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2} + \frac{\nu_2+3}{\nu_2+2}\right)} \end{aligned} \quad (4.9)$$

На рисунку 4.5 подано часові залежності амплітуди вертикальних коливань підресореної маси для керованої системи підресорення за вибраних значень її силових параметрів. Наведені криві відображають характер зміни коливального процесу в умовах впливу нелінійних сил опору та демонструють його еволюцію від початкового збурення до встановленого режиму.

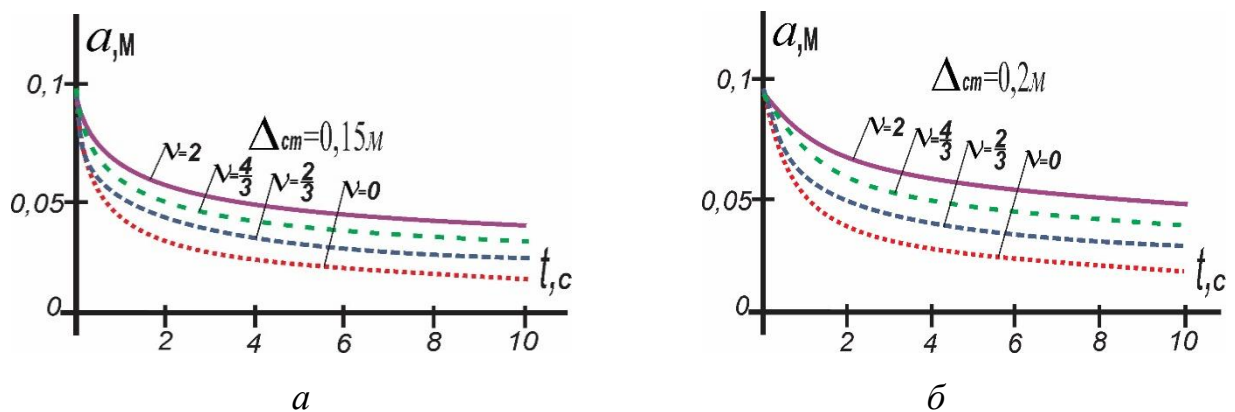


Рис. 4.5. Темп зміни амплітуди згасаючих вертикальних коливань підресореної маси за різних силових параметрів керованої системи підресорення.

Аналіз поданих на рисунку даних свідчить, що загальний характер загасання вертикальних коливань підресореної маси залишається подібним для всіх розглянутих варіантів силових характеристик. Водночас швидкість зменшення амплітуди залежить від значень параметрів відновлювальної сили лише у відносно невеликій мірі, що вказує на обмежений вплив властивостей пружного елемента на затухання коливального процесу.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Визначення гігієнічного класу робіт за умовами праці

Працівники автомобільного транспорту під час виконання професійних обов'язків зазнають комплексного впливу небезпечних і шкідливих виробничих чинників. Значна частина робочих місць у цій галузі характеризується умовами, що не відповідають санітарно-гігієнічним нормативам. За статистичними даними, близько 16,7 % персоналу автотранспортних підприємств працюють у середовищі з перевищенням допустимих рівнів шкідливості, а частка транспортних засобів, технічний стан яких не забезпечує відповідності гігієнічним вимогам, перевищує 35 %.

Професійна діяльність водіїв характеризується високим рівнем психофізіологічного навантаження. Ненормований робочий час, часті рейси, подовжена зміна (понад 10–12 годин), висока відповідальність за безпеку пасажирів та інших учасників дорожнього руху обумовлюють значне нервово-емоційне напруження. Згідно з показниками напруженості трудового процесу праця водія належить до класу 3.2 – шкідливі умови праці другого ступеня.

Результати лабораторно-інструментального контролю на робочих місцях водіїв упродовж багатьох років залишаються стабільно несприятливими:

- порушення за показниками шуму встановлено в понад 42 % випадків;
- за вібрацією – у приблизно 25 %;
- за мікрокліматичними параметрами – більш як у 10 %;
- за освітленістю – близько 8 %.

Вагомою небезпекою є і хімічний фактор. Автомобільний транспорт є джерелом впливу речовин органічного й неорганічного походження, у тому числі поліциклічних ароматичних вуглеводнів, сполук важких металів, органічних розчинників. Багато з них проявляють не лише гостру токсичність, а й здатність до кумуляції та канцерогенну дію.

Основним шляхом потрапляння токсичних речовин у зону дихання водія є вихлопні гази. Рівні забруднення повітря салону оксидом вуглецю, оксидами азоту, діоксидом сірки та зваженими частинками нерідко перевищують гранично

допустимі концентрації у 3–6 разів. Водночас системні дослідження комплексного впливу цих факторів на організм працівників залишаються недостатніми.

Недосконалість єдиних методичних підходів ускладнює здійснення державного санітарно-епідеміологічного нагляду за умовами праці водіїв, а також за експлуатацією транспортних засобів щодо гігієнічної безпеки.

Наслідком накопичення впливу шкідливих чинників є тенденція до зростання професійної захворюваності серед працівників автомобільного транспорту і автопромисловості. Так, зафіксовано підвищення кількості професійних патологій на 10 тис. працюючих:

у транспортній сфері: з 0,32 (2023 р.) до 0,47 (2024 р.);

у автомобільній промисловості: з 4,69 до 6,46 випадків.

Рівень захворюваності з тимчасовою непрацездатністю серед працівників транспортної галузі та підприємств автомобільного транспорту залишається стабільно високим. Аналіз структури цих захворювань свідчить про чітко виражену залежність від умов праці та специфіки професійних навантажень.

Провідне місце займають гострі респіраторні захворювання, що зумовлено впливом несприятливих метеорологічних чинників, частими виходами з теплого середовища в холодне, а також недостатньою термоізоляцією робочої зони.

Другу позицію посідають патології опорно-рухового апарату – наслідок тривалого перебування у вимушеній робочій позі, статичного навантаження на хребет та періодичного переохолодження під час експлуатації транспортних засобів у холодний період.

На третьому місці знаходяться захворювання серцево-судинної системи та органів травлення. Їх виникнення пов'язане з підвищеним рівнем нервово-емоційного напруження, значною відповідальністю водіїв за безпеку руху, а також неврегульованим режимом праці та харчування, який нерідко порушує фізіологічні цикли організму.

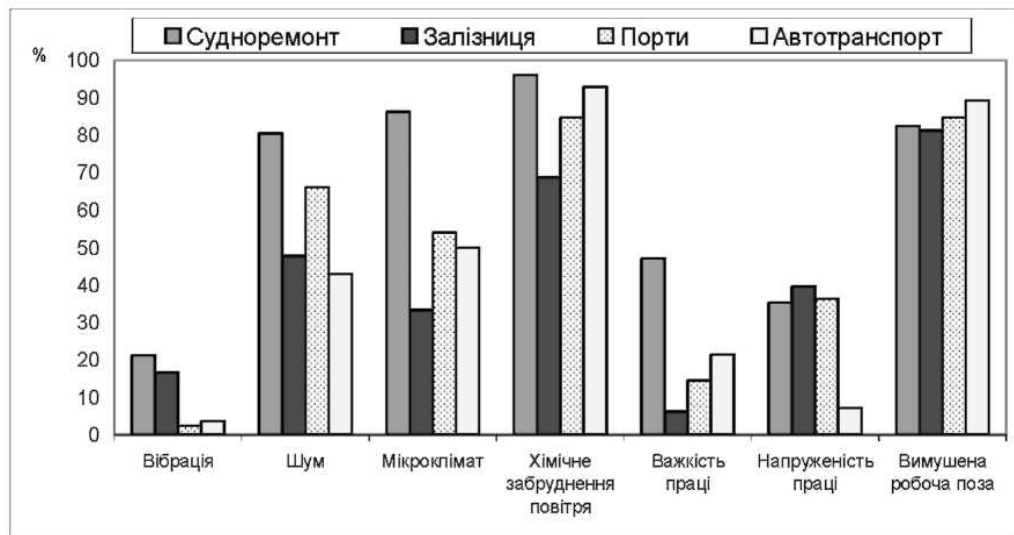


Рис. 5.1. Питома вага (%) робочих місць з гігієнічно значущими шкідливими виробничими факторами.

Для обґрунтованої оцінки рівня впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів на персонал, зайнятий на робочих місцях, проводиться атестація умов праці.

Відповідно до статті 13 Закону України «Про охорону праці», роботодавець зобов'язаний забезпечити організацію та проведення аудиту охорони праці, здійснення лабораторно-інструментальних досліджень виробничого середовища, оцінювання технічного стану обладнання й устаткування, а також атестації робочих місць на відповідність вимогам нормативно-правових актів з охорони праці. На основі отриманих результатів роботодавець повинен реалізувати комплекс заходів щодо усунення або мінімізації дії шкідливих і небезпечних факторів на здоров'я працюючих.

Атестація робочих місць за умовами праці здійснюється на всіх підприємствах та в організаціях, незалежно від їх форми власності та типу господарської діяльності, де виробничі процеси, обладнання, сировина чи матеріали можуть виступати джерелами небезпечних чи шкідливих чинників, здатних негативно впливати на стан здоров'я працівників, а також на їхнє майбутнє потомство.

Основним завданням атестації є встановлення об'єктивної оцінки реальних умов праці для забезпечення соціального захисту працівників, включаючи їхні права на безпечні умови праці, пільгове пенсійне забезпечення, компенсації та інші соціальні гарантії за оботу у несприятливих умовах.

Проведення атестації регламентується чинним законодавством, а саме «Порядком та методичними рекомендаціями щодо проведення атестації робочих місць за умовами праці», які розробляються та затверджуються Міністерством соціальної політики України спільно з Міністерством охорони здоров'я України.

5.2 Єдина державна система цивільного захисту в Україні

Відповідно до Кодексу цивільного захисту України, формування та реалізація державної політики щодо попередження надзвичайних ситуацій і мінімізації їх наслідків здійснюється Єдиною державною системою цивільного захисту (ЄДСЦЗ). Ця система об'єднує сукупність органів державної влади, місцевого самоврядування, суб'єктів господарювання та громадян, які в межах визначених повноважень забезпечують захист населення й територій від небезпек природного та техногенного характеру.

До суб'єктів забезпечення цивільного захисту відносяться:

Рада національної безпеки і оборони України;

Кабінет Міністрів України;

центральний орган виконавчої влади, уповноважений на формування та реалізацію державної політики у сфері цивільного захисту (Державна служба України з надзвичайних ситуацій – ДСНС);

інші центральні органи виконавчої влади;

місцеві державні адміністрації;

органи місцевого самоврядування;

суб'єкти господарювання різних форм власності;

громадяни України як активні учасники безпеки держави.

Організаційна структура ЄДСЦЗ ґрунтується на двох основних складових – функціональних та територіальних підсистемах, що мають визначені органи управління, сили реагування, матеріально-технічні ресурси, зв'язок і систему оповіщення.

Функціональні підсистеми створюються центральними органами виконавчої влади в межах їхньої компетенції для забезпечення безпеки в

конкретних сферах суспільного життя (енергетика, транспорт, охорона здоров'я тощо).

Територіальні підсистеми функціонують в усіх областях, підконтрольних Україні, а також у місті Києві.

Структурними одиницями територіальних підсистем є їх ланки, які формуються:

районними державними адміністраціями – у районах областей та районах міста Києва;

органами місцевого самоврядування – у містах обласного й районного значення та в обласних центрах.

Цивільний захист в Україні реалізовано на основі територіально-виробничого принципу. Це означає, що:

у кожній адміністративно-територіальній одиниці діє відповідний підрозділ цивільного захисту;

на кожному підприємстві або в установі створюється виробничий орган цивільного захисту, що відповідає за безпеку працівників і безперервність діяльності.

Керівник підприємства або організації автоматично виконує функції начальника цивільного захисту об'єкта. Його підпорядкованість має подвійний характер:

територіальному органу із питань цивільного захисту – за місцем розташування об'єкта;

відповідному Міністерству або відомству – за галузевим напрямом діяльності.

Координацію та загальне керівництво функціонуванням Єдиної державної системи цивільного захисту (ЄДСЦЗ) здійснює Кабінет Міністрів України. Оперативне управління її діяльністю покладено на спеціально уповноважений центральний орган виконавчої влади у сфері цивільного захисту – Державну службу України з надзвичайних ситуацій (ДСНС). Організаційно діяльність ДСНС координується Урядом через Міністра оборони України, що забезпечує узгодженість дій у питаннях національної безпеки й реагування на надзвичайні події.

ДСНС України належить до системи органів виконавчої влади та виконує широкий комплекс завдань, серед яких ключовими є:

реалізація державної політики у сфері цивільного захисту, попередження виникнення та забезпечення ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій природного, техногенного і воєнного характеру;

організація та забезпечення роботи аварійно-рятувальних служб, координація рятувальних операцій і заходів протипожежного захисту;

контроль за дотриманням вимог законодавства у галузях техногенної та пожежної безпеки, цивільного захисту, а також за діяльністю аварійно-рятувальних формувань;

виконання функцій щодо державного регулювання у сфері гідрометеорологічної діяльності, що сприяє прогнозуванню небезпечних природних явищ;

подання пропозицій Міністру оборони України та Кабінету Міністрів щодо вдосконалення державної політики у сфері цивільного захисту.

Відповідно до покладених функцій Державна служба України з надзвичайних ситуацій (ДСНС) здійснює комплекс заходів, спрямованих на запобігання, реагування та ліквідацію наслідків небезпечних подій. До основних напрямів її діяльності належать:

Оперативне управління системою цивільного захисту – безпосереднє керівництво функціонуванням ЄДСЦЗ на всіх рівнях.

Планування заходів цивільного захисту – розроблення проєктів державних планів дій на мирний час та на особливий період з подальшим поданням їх на затвердження Кабінету Міністрів України; методичне керівництво щодо планування заходів у центральних і місцевих органах виконавчої влади.

Підготовка сил і органів управління ЦЗ – організація навчань, тренувань, підвищення готовності функціональних і територіальних підсистем цивільного захисту.

Забезпечення готовності захисних споруд – створення та утримання фонду захисних споруд цивільного захисту, проведення їхньої реконструкції, ведення обліку та здійснення контролю за технічним станом.

Розвиток інженерно-технічного захисту населення – впровадження інженерних заходів, що спрямовані на зменшення ризику виникнення небезпечних ситуацій у забудованому середовищі та на об'єктах інфраструктури.

Організація заходів радіаційного й хімічного захисту – координація дій у разі аварій із небезпечними речовинами, забезпечення контролю та реагування на радіаційні й хімічні загрози.

Моніторинг та прогнозування НС – разом з іншими державними структурами здійснюється аналіз ризиків, прогнозування можливих загроз та районування території за рівнем небезпеки.

Ведення державного реєстру надзвичайних ситуацій – накопичення та обробка інформації щодо подій, що становлять загрозу населенню й довкіллю.

Організація евакуаційних заходів – планування та координація евакуації населення у разі виникнення небезпечних ситуацій з метою збереження життя й здоров'я людей.

Аварійно-рятувальні та протипожежні заходи – гасіння пожеж, проведення рятувальних робіт, надання допомоги в ліквідації наслідків аварій, катастроф і стихійних лих.

Пожежна охорона об'єктів господарювання – забезпечення протипожежного захисту підприємств та організацій на договірних засадах.

Моніторинг стану довкілля – ДСНС України забезпечує систематичне спостереження за рівнем техногенного та природного забруднення навколишнього середовища на базі державної мережі гідрометеорологічних постів. Контроль охоплює: якість атмосферного повітря в населених пунктах та склад опадів; хімічні та фізико-біологічні показники вод річок, озер і морських акваторій; стан ґрунтів різного цільового призначення; радіаційну ситуацію, зокрема величину експозиційної дози гамма-випромінювання; розвиток гідрологічних процесів – зокрема повеней, паводків і селевих потоків.

Таким чином, здійснюється багаторівневий нагляд за екологічною безпекою, що має критичне значення для своєчасного реагування на надзвичайні ситуації та запобігання негативним наслідкам для населення і довкілля.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У ході виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний аналіз конструкції та технічного стану системи підвіски легкового автомобіля Audi A6, що дало змогу встановити основні фактори, які впливають на комфортність руху, керованість і безпеку транспортного засобу. На основі результатів опрацювання нормативних документів, технічних характеристик автомобіля та даних діагностики обґрунтовано необхідність удосконалення технології технічного обслуговування та ремонту амортизаторів задньої підвіски.

У технологічному розділі розроблено послідовність операцій з діагностування та заміни задніх амортизаторів, визначено перелік необхідного інструментального оснащення, а також сформовано комплекс заходів щодо підвищення якості виконання робіт і безпеки праці персоналу. Запропоновані рекомендації сприяють скороченню простоїв транспортного засобу та підвищенню ефективності обслуговування.

Конструкторська частина містить результати розрахунку геометричних, міцнісних і демпфувальних параметрів амортизаторів, а також оцінку характеристик пружних елементів підвіски. Встановлено взаємозв'язок між технічним станом амортизаторів і курсовою стійкістю автомобіля. Проведені розрахунки підтверджують достатній запас міцності деталей, а також можливість підвищення ресурсу амортизатора шляхом оптимізації жорсткісних параметрів підвіски.

У науково-дослідному розділі виконано математичне моделювання вертикальних коливань підресореної маси автомобіля із врахуванням нелінійних властивостей демпфування. Отримано залежності, що дозволяють визначати оптимальні параметри системи підвіски для забезпечення комфортного режиму руху. Встановлено, що своєчасна заміна та раціональний вибір характеристик амортизаторів сприяють зменшенню динамічних навантажень на кузов та елементи підвіски.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.
3. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.
4. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
5. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
6. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
7. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
8. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
9. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.
10. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.
11. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.

12. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.
13. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
14. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.
15. Ляшук, О., Гевко, І., Гупка, А., Слободян, Л., Гевко, Б., & Хорошун, Р. (2023). Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. сучасні технології в машинобудуванні та транспорті, 2(21), 135-144.
16. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
17. Дикань С.А., Зима О.Є. Безпека в галузі та надзвичайних ситуаціях. Університетський курс [Текст]: підручник для студ. вищ. навч. закл. С.А. Дикань, О.Є. Зима. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2015. – 273 с.: табл., іл.
18. Стручок В.С. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навчальний посібник / В.С. Стручок.– Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. – 156 с.
19. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108.
20. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.
21. [Електронний ресурс] https://uk.wikipedia.org/wiki/Audi_A6
22. [Електронний ресурс] https://audi-a6.infocar.ua/mod_14639_a6-avant_id5555.html
23. [Електронний ресурс] <https://www.audi.ua/ua/a6/a6/specifications>
24. [Електронний ресурс] <https://m1.kiev.ua/auto/variation/395>.