

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра надійності і ремонту машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АГРЕГАТІВ МАШИН
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМ-3-20
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Пеня Максим Юрійович

Керівник: _____ Дирда Віталій Ілларіонович

Рецензент: _____

Дніпро 2021

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Надійності і ремонту машин

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

НРМ

(назва кафедри)

д.т.н. професор

(вчене звання)

Дирда В.І.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____”

20

р.

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

Пені Максиму Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення довговічності агрегатів машин конструктивно-технологічними методами

керівник роботи д.т.н. проф. Дирда В.І.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

року №

2. Строк подання студентом роботи до 1.12.2021

3. Вихідні дані до роботи Існуючі конструкції підвісок автомобілів,. Існуючі конструкції амортизаторів та стійок. Показники стану охорони парці в базовому господарстві. Техніко-економічні показники роботи базового господарства

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз експлуатаційної надійності ходової частини автомобіля. 2. Теоретичне обґрунтування можливості відновлення елементів підвіски ремонтним комплектом. 3. Методика проведення експериментальних досліджень та їх результати 4. Охорона праці та захист у надзвичайних ситуаціях. 5. Техніко-економічні показники роботи. Загальні висновки та пропозиції. Список літератури. Додатки

№ п/п	формат	Позначення	Найменування	К-сть аркушів	Номер Аркуша	Примітка
			Текстові документи			
	A4	49ДР.026 000. 000 ПЗ	Пояснювальна записка	82		
			Демонстраційні матеріали			
			Презентація в форматі <u>Microsoft PowerPoint</u>	12		

РЕФЕРАТ

В магістерській роботі розглянуті питання підвищення довговічності деталей підвіски конструктивно технологічними методами, тобто внесенням змін у конструкцію агрегатів.

Магістерська робота включає в себе п'ять розділів.

В першому розглянуто аналітично будову та роботу підвіски автомобіля, а також висунуто основні задачі роботи.

В другому розділі проведено теоретичні дослідження та обґрунтування можливості конструктивних змін.

В третьому розділі розроблено методику та проведено експериментальні дослідження можливих змін конструкції амортизаторів та гідравлічних циліндрів.

Четвертий та п'ятий розділи присвячено питанням охорони праці та техніко-економічній оцінці роботи.

Дипломна робота включає в себе пояснювальну записку обсягом 82 аркуші, а також 12 слайдів графічної частини.

Ключові слова - підвіска, амортизатор, сайлентблок, автомобіль, дослідження, роботоздатність і т.д.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ. ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕН- НЯ.....	9
1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрегатів автомобілів.....	9
1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз.....	13
1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів.....	18
1.4. Висновки та задачі роботи.....	20
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ.....	22
2.1. Удосконалювання ремонтного комплекту підшипника ковзання для сайленблока амортизатора.....	22
2.2. Визначення елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу й в отво- рі.....	27
2.3. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайленблока амортизатора.....	31
2.4. Висновки.....	38
3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ.....	39
3.1. Загальна структура експериментальних досліджень.....	39
3.2. Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень.....	39
3.3. Характеристика обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	44
3.4. Удосконалювання сайленблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем.....	47
3.5. Експлуатаційні випробування амортизаторів з ремонтними	

комплектами.....	52
3.6. Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів.....	55
3.7. Висновки.....	58
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ....	60
4.1. Стан охорони праці на підприємстві.....	60
4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонту ходової частини автомобіля.....	61
4.3. Заходи по забезпеченню захисту працівників від дії шкідливих та небезпечних факторів.....	62
4.4. Дії у разі настання надзвичайної ситуації.....	67
4.5. Висновок.....	68
5. ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ....	69
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	78
ДОДАТКИ.....	82

ВСТУП

Надійність автомобіля не залишається постійною протягом усього строку його служби. По мірі зношування деталей, механізмів і агрегатів надійність зменшується, тому, що ймовірність виходу з ладу деталей збільшується [1, 2, 3].

Нові автомобілі завжди більш надійні в порівнянні з автомобілями, що мають великий пробіг або пройшли капітальний ремонт. Отже, заданий ступінь надійності автомобіля розглядається у зв'язку з певним пробігом. Надійність залежить також і від того, у яких умовах працює автомобіль [1, 4].

При роботі, наприклад, на дорогах із твердим покриттям надійність автомобіля більше, чим при роботі на бездоріжжі. Надійність в літку завжди вище, чим взимку, за інших рівних умов. Тому, поняття «надійність автомобіля» тісно пов'язана з умовами його експлуатації.

Надійність агрегатів і вузлів визначається головним чином довговічністю деталей. Тому насамперед необхідно широке експериментальне дослідження, що виявляє деталі, критичні по надійності.

Аналіз надійності ходової частини автомобілів показав, що її елементи не мають однакою довговічність у межах експлуатаційного періоду: одні з них служать увесь життєвий цикл, інші значну частину його, а треті мають часту змінюваність. До третьої групи відносяться невідновлювані елементи, зокрема, сайленблоки й амортизатори.

Згідно [5] середній ресурс деталей підвіски складає 120000 км, але за умови їзди по хорошим дорогам, для наших умов ресурс знижується вдвічі до 60000 км пробігу і все це враховуючи те, що вони якісні.

Характерна причина їх відмови - зношування й втомні руйнування ковзання сайленблока й поршневого ущільнення амортизатора. Підвищення довговічності, зносостійкості вузлів підвіски в умовах експлуатації можна досягти вдосконалюванням технології відновлення їх працездатності шляхом за-

міни зношених елементів новими ремонтними комплектами, заснованими на нових принципах і ефектах роботи трибоспряжень.

Такий підхід до ремонтно-відновлювальних операцій відноситься до функціонального тюнінгу автомобілів.

Таким чином, дане дослідження, спрямоване на розробку й впровадження в технологічний процес ремонту підвіски нових ремонтних комплектів сайленблоків і поршневих ущільнень амортизаторів, що дозволяють підвищити довговічність і зносостійкість елементів підвіски автомобіля, а також знизити матеріальні й трудові витрати на підтримку її працездатності в процесі експлуатації, слід уважати актуальним.

Дослідження в області підвищення надійності й зниження витрат на підтримку працездатності елементів підвіски в процесі експлуатації автомобілів ведуться в наукових і освітніх установах таких як НТУ, ХАДУ, КУЕІТУ, НАУ, НТІ "ДП" і ін., а також у ряді закордонних країн. Однак досліджень в області підвищення ефективності роботи трибоспряжень амортизаторів шляхом використання в них підшипників ковзання із пружинним вкладишем авторів не відомі.

Публікації. За результатами роботи надруковано статтю:

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ. ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрегатів автомобілів

У процесі експлуатації легкового автомобіля відбувається зміна технічного стану його систем і агрегатів, основними причинами якого є різні види зношування: пластична деформація, втомне й температурне руйнування, фретинг - корозія [6 - 10]. Це може привести до повної або часткової втрати працездатності агрегату, вузла або деталі автомобіля, тобто до його відмови або несправності [11].

У процесі експлуатації виникають відмови й несправності, усунення яких реалізується за рахунок проведення профілактичних і ремонтних робіт, а також за рахунок удосконалювання вузлів і відновлення їх працездатності з одночасним підвищенням експлуатаційної довговічності.

Профілактичні роботи покликані підтримувати виріб у працездатному стані й попереджати виникнення відмови, а ремонтні - спрямовані на відновлення працездатності в результаті його виникнення. При проведенні ремонтних робіт можливе використання вдосконалених ремкомплектів для підвищення експлуатаційної довговічності не рівнонадійних вузлів автомобілів.

Усю можливу сукупність найбільш типових відмов і несправностей автомобіля по характеру можна підрозділити на дві групи: профілактичні й непрофілактичні [11, 12]. До останніх відносяться відмови й несправності, які або неможливо передбачити (раптові відмови – 27- 39% [13]), або недоцільно запобігати по економічних або іншим причинам.

Діагностування передньої й задньої підвісок, коліс і шин роблять при контрольному виїзді, звертаючи увагу на здатність автомобіля зберігати

ти прямолінійний напрямок руху, на скрипи, стуки й шум підвісок, роботу пружин і телескопічних стійок (амортизаторів), вібрацію кузова, обумовлену дисбалансом коліс. При візуальному контролі звертають увагу на стан елементів передньої й задньої підвісок, їх гумових і гумово-металевих шарнірів, втулок і подушок, а також стан захисних чохлав кульових пальців. Механічні ушкодження й деформації деталей, а також текти рідини зі стійок (амортизаторів) не допускаються.

Аналіз надійності передньої й задньої підвісок передньопривідних автомобілів ВАЗ сімейства «Самара» (за даними Савельєва В. В.) [13] показав, що значна частка відмов її елементів (~ 90%) припадає на телескопічні стійки, верхні й кульові опори, задні амортизатори, а також підшипники маточин коліс (табл.1.1) та діаграма рис. 1.1, 1.2.

Таблиця 1.1-Розподіл повторюваності відмов основних елементів передньої й задньої підвісок і трудомісткість їх усунення

№	Найменування елемента	Повторюваність відмови, %	Питома трудомісткість, %
1	Стійка телескопічна	25,8	30,1
2	Опора верхня	5,9	7,1
3	Опора кульова	21,6	19,7
4	Розтяжка	0,7	0,2
5	Кронштейн розтяжки	2,4	0,7
6	Важіль поперечний	0,3	0,3
7	Стійка стабілізатора	1,0	0,1
8	Маточина передня	2,2	2,1
9	Підшипник передньої маточини	15,5	21,6
10	Кулак поворотний	0,5	0,7
11	Амортизатор задній	17,2	11,7
12	Маточина задня	1,0	0,4
13	Підшипник задньої маточини	3,2	2,5

14	Пружини	0,6	0,8
15	Інші	2,7	2,0

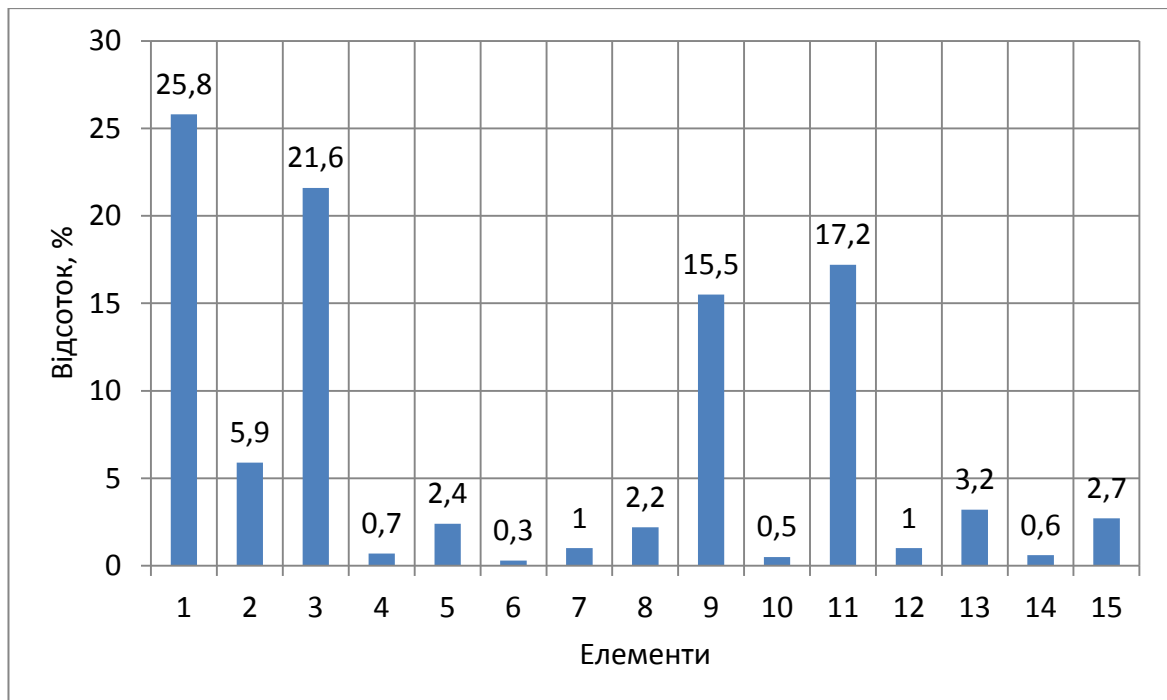


Рис. 1.1. Повторюваність відмов елементів підвіски

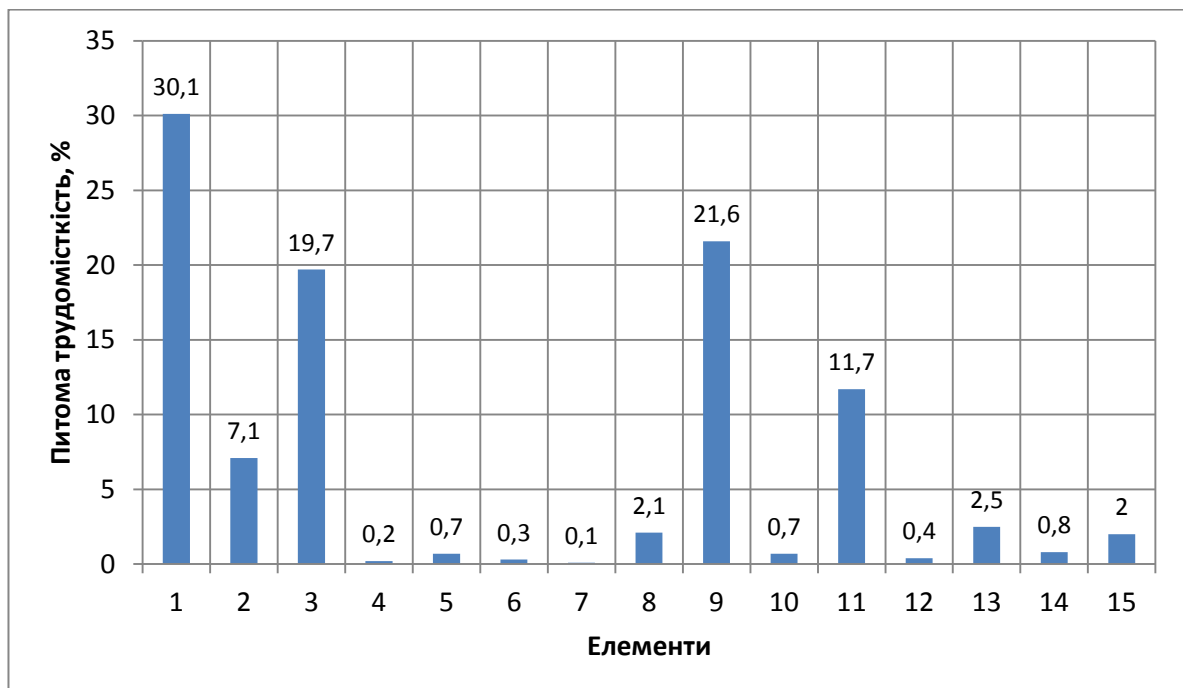


Рис. 1.2. Питома трудомісткість усунення відмов підвіски

На частку телескопічних стійок і задніх амортизаторів припадає 25,8% і 17,2% відмов (табл.1.1). Причиною відмови стійки або амортизатора є стукіт

у передній (задній) підвісці, що проявляється як шум при їзді по нерівних дорогах, викликаний витокком рідини з резервуара.

Підтікання стійки (амортизатора), насамперед, обумовлене зношуванням (руйнуванням) сальника штока й зношуванням хромового покриття штока, а також влучанням на ущільнення краю сальника сторонніх часток, усадкою або uszkodженням ущільнювального кільця резервуара [14].

Порушення працездатності телескопічної стійки й амортизатора також може бути викликане недостатнім опором при ході віддачі (стиску) внаслідок негерметичності клапана віддачі (стиску) або пропускного (впускного) клапана, а також недостатнім ущільненням поршневого з'єднання в результаті uszkodження деталей. При цьому можлива відсутність загасання коливань кузова, викликаних нерівностями дороги й неефективна робота підвіски в цілому.

Для задніх амортизаторів характерний дефект «обрив вушка», на який припадає 10-15%. [13]. Крім того, можливий розрив сайленблока заднього амортизатора в результаті виникнення напружень у гумі сайленблока, що виникають при зміні навантаження на автомобіль, а також у результаті різнонаправлених зусиль, що виникають на нерівностях дороги. Технічний стан стійок (амортизаторів) оцінюється суб'єктивно або на стендах [10, 14, 15], причому перевірка амортизаторів може здійснюватися як зі зняттям їх з автомобіля, так і безпосередньо на автомобілі (без зняття амортизаторів). В останньому випадку перед їх діагностуванням необхідно переконатися в справності пружини підвіски, гумових втулок і гумометалевих шарнірів, стан яких може суттєво вплинути на вірогідність характеристик амортизаторів.

Результати досліджень [13] надійності автомобілів ВАЗ показують, що несправності підвісок, коліс і шин, а також порушення кутів установки передніх коліс приводять до підвищення експлуатаційних витрат на паливо й шини на 20- 30% [10].

По статистиці, ресурс штатних амортизаторів в залежності від умов експлуатації автомобіля й манери водіння його власника становить не більш

70 тис. км (рис. 1.3). В автомобілі різні групи деталей і вузлів не рівнонадійні, одні з них ходять увесь експлуатаційний ремонтний цикл, інші його частину, а треті працюють зовсім мало часу в порівнянні з терміном служби всього автомобіля.

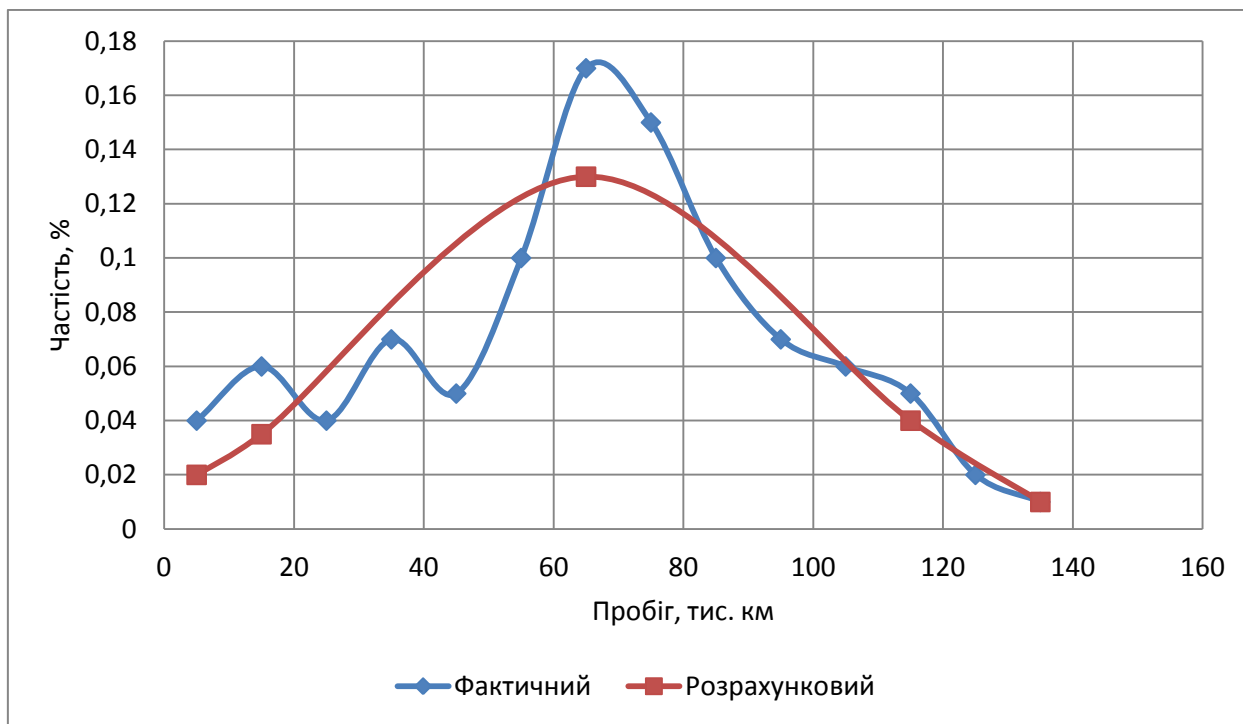


Рис. 1.3. Розподіл наробітку до відмови задніх амортизаторів автомобіля

1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз

Основна, ключова система будь-якого транспорту – ходова частина, а важливий її компонент – підвіска. Причому під цим терміном мають на увазі дві конструкційно відособлені системи, зв'язані між собою – передню й задню підвіску рис. 1.4.

Це дуже значима конструкція, що полягає з декількох вузлів і деталей, що забезпечує стійкий зв'язок коліс з несучою частиною (кузовом або рамою) автомобіля.

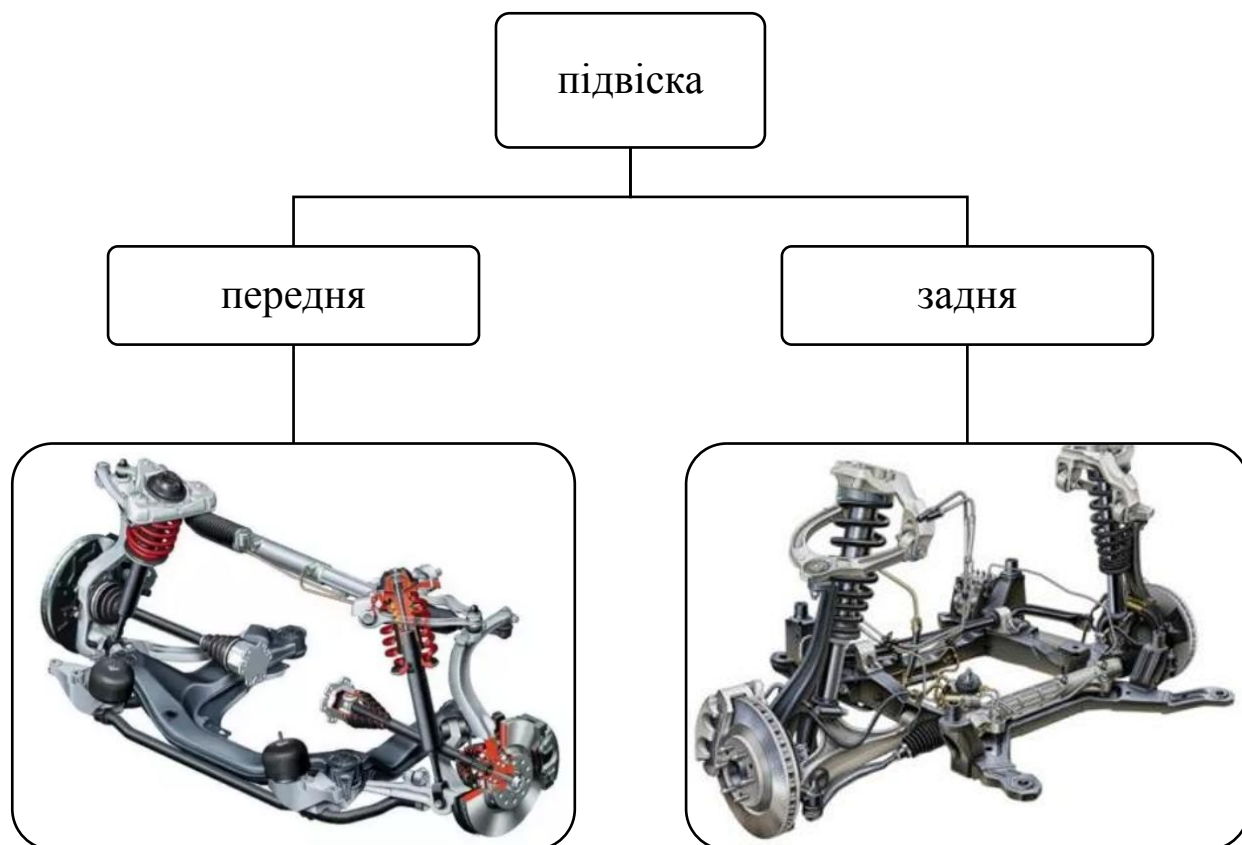


Рис. 1.4. Види підвісок

Крім цього саме підвіска сприймає, частково компенсує, а частково передає на ту ж несучу частину вплив різнонаправлених сил, що виникають при русі транспортного засобу, забезпечуючи його конструкційну цілісність.

І саме підвіска відповідає за контрольоване переміщення коліс у певній площині, у такий спосіб забезпечуючи необхідну плавність ходу автомобіля, що створює комфортні умови для його експлуатації.

Перш ніж почати розгляд відмов підвіски, розглянемо її будову (рис. 1.5) і ті деталі, вузли, які потенційно можуть вийти з ладу. Почнемо з того що в будь-якій підвісці три групи деталей і вузлів (рис. 1.6). Відрізняються вони не тільки по конструкційних особливостях і місцю установки, але й функціональному призначенню. Мова йде про такі групи компонентів як:

- пружні, необхідні для компенсації впливу вертикальних навантажень і передачі їх на компоненти несучої частини, вони підрозділяються на дві підгрупи – основні й додаткові деталі;

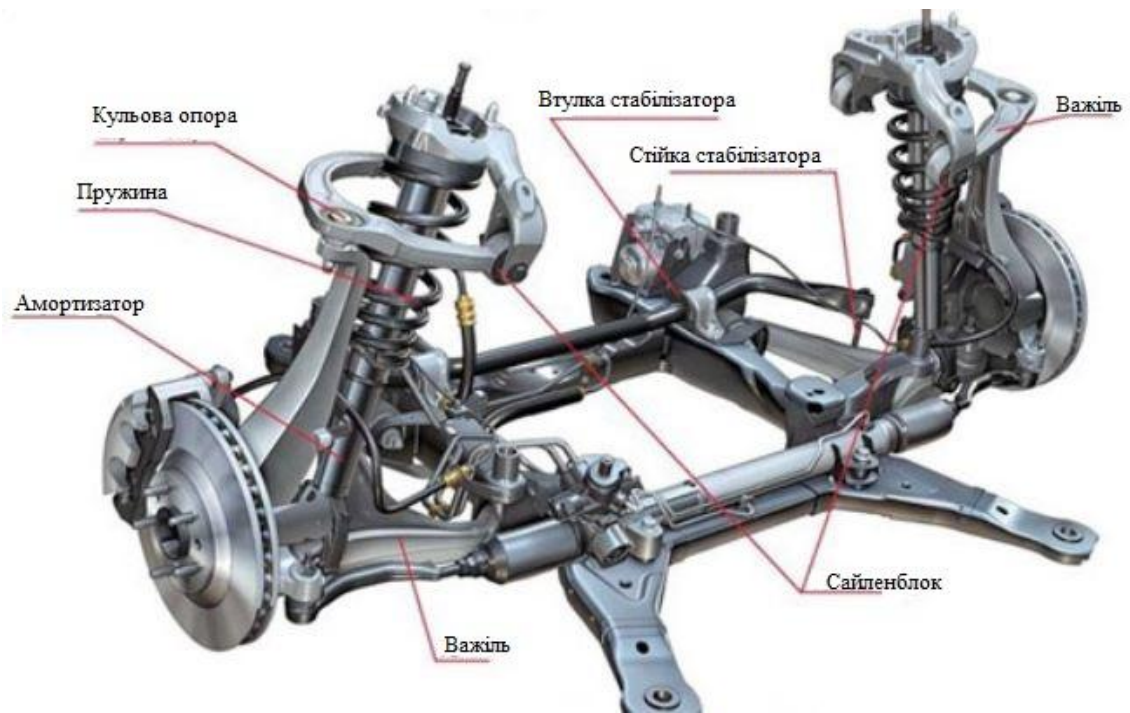


Рис. 1.5. Підвіска передня

- напрямні, відповідають за бічні й поздовжні навантаження, а також покликані задавати напрямок руху передніх, а іноді й задніх керованих коліс;
- демпфуючі, вони необхідні для забезпечення стійкого положення кузова при русі автомобіля, наприклад, гасіння коливальних рухів.

Основні пружні компоненти підвіски – пружини, раніше досить часто, зараз набагато рідше відносяться й ресори, іноді в парі із пружинами, вони відповідають за зчеплення коліс із дорогою й забезпечують необхідну курсову стійкість автотранспорту.

Додаткові пружні компоненти підвіски – гумометалеві й кульові компоненти, шарніри, як правило, нерозбірні, до них відносяться сайленблоки. Саме вони дають можливість гасити виникаючі вібрації і коливання, у тому числі і високочастотні.

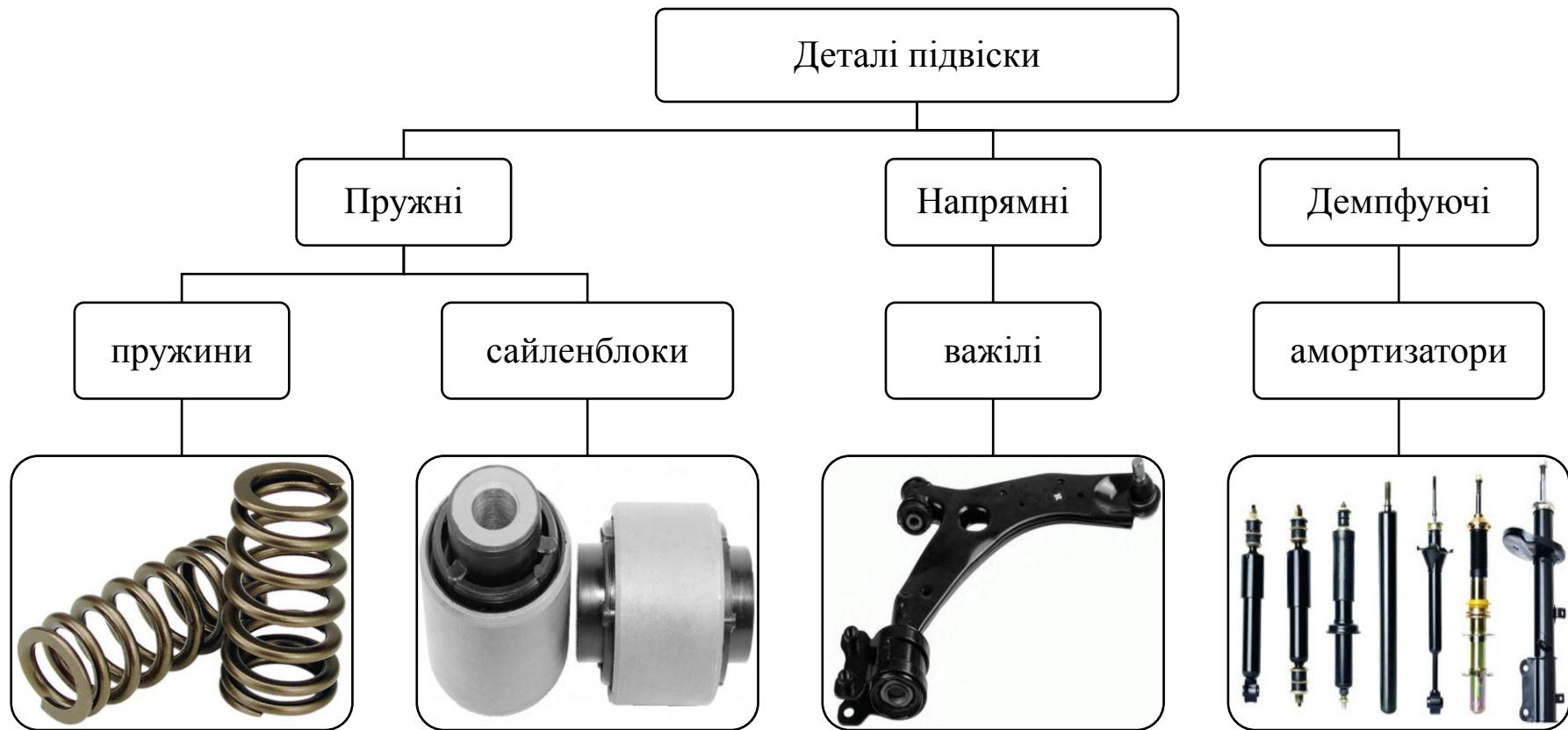


Рис. 1.6. Деталі підвіски

Напрямні компоненти підвіски – важелі, дуже рідко в ряді конструкційних схем торсіони, ресори. Їхнє головне завдання – забезпечити обертання коліс навколо своєї осі в певному положенні (це положення задається кутами установки коліс, серед яких найважливіші критерії, сходження й розвал).

Демпфуючі компоненти, підвіски амортизатори, саме вони гасять коливання кузова, невіднесених мас у ході пересування автомобіля. Відзначимо відразу той факт, що в конструкційній схемі, яка називається Macpherson, амортизатори є стійками й виконують ще роль направляючих компонентів. У такій схемі з'являються опори, обладнані опорними підшипниками.

Причини поломок підвіски.

Поломки підвіски виникають із-за цілого ряду причин або сукупності факторів, відзначимо основні, які приводять до поломок:

- зношування, під впливом постійних різнонаправлених навантажень, зношуються гумометалеві компоненти, виникає «втома» металу й трапляються інші неприємності;
- дорожні умови використання транспортного засобу, а також рельєф місцевості негативним чином позначаються на підвісці і її технічному стані;
- стиль водіння, одна з основних причин поломок, особливо перевищення швидкісного режиму експлуатації, різкі маневрування, гальмування й прискорення або ситуації коли формується позаштатний вектор сили, на вплив якого ті ж напрямні компоненти підвіски не розраховані (наїзд на бордюр, ямка на високій швидкості, акробатичні елементи, наприклад, зіскок з евакуатора);
- низька якість установлених деталей і вузлів, вони бувають контрафактними, контрактними, із заводським браком, конструкційними прорахунками;
- вплив агресивних факторів навколишнього середовища (хімічних речовин, підвищених і негативних температур, вологи, опадів, інших);

- помилки в конструкції, буває таке, що інженери автовиробника помиляються вже на етапі проектування підвіски або не враховують важливі моменти, виправити отут щось досить складно і то тільки шляхом внесення змін у конструкційну схему підвіски;

- некваліфіковане або відсутність техобслуговування підвіски, а іноді й інших систем, наприклад, неправильно обрані й установлені покришки, порушення кутів установки коліс і таких прорахунків тисячі, а як підсумок поломка важелів і інших деталей, сюди ж віднесемо спроби необдуманого тюнінгу.

1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів

Конструктивно амортизатор складається з декількох основних вузлів незалежно від виду й конструкції. Основним елементом амортизатора кожного автомобіля служить робочий циліндр, зібраний у корпусі з вушками для з'єднання. У ньому розміщується гідравлічна рідина. А також у циліндрі розташовується поршень, який приєднаний до штока. На поршні є спеціальні пропускні клапани стиску й віддачі, ущільнюючі кільця. Вони дозволяють при стиску рідини в циліндрі за рахунок переміщення поршня, прокачувати її у вільну порожнину циліндра.

Амортизатор кріпиться до кузова автомобіля за допомогою штока, а до підвіски через сайленблок. Для захисту внутрішньої порожнини циліндра, і безпосередньо штока, зверху на амортизаторах установлюється захисний кожух або пильовик. А для того щоб рідина не вихлюпувалася із циліндра назовні, у верхній його частині встановлена спеціальна манжета з напрямною втулкою. Дані елементи входять до складу, як найпростішого гідравлічного амортизатора, так і в більш складних конструкціях.

Класифікація амортизаторів приведена на рис. 1.7.

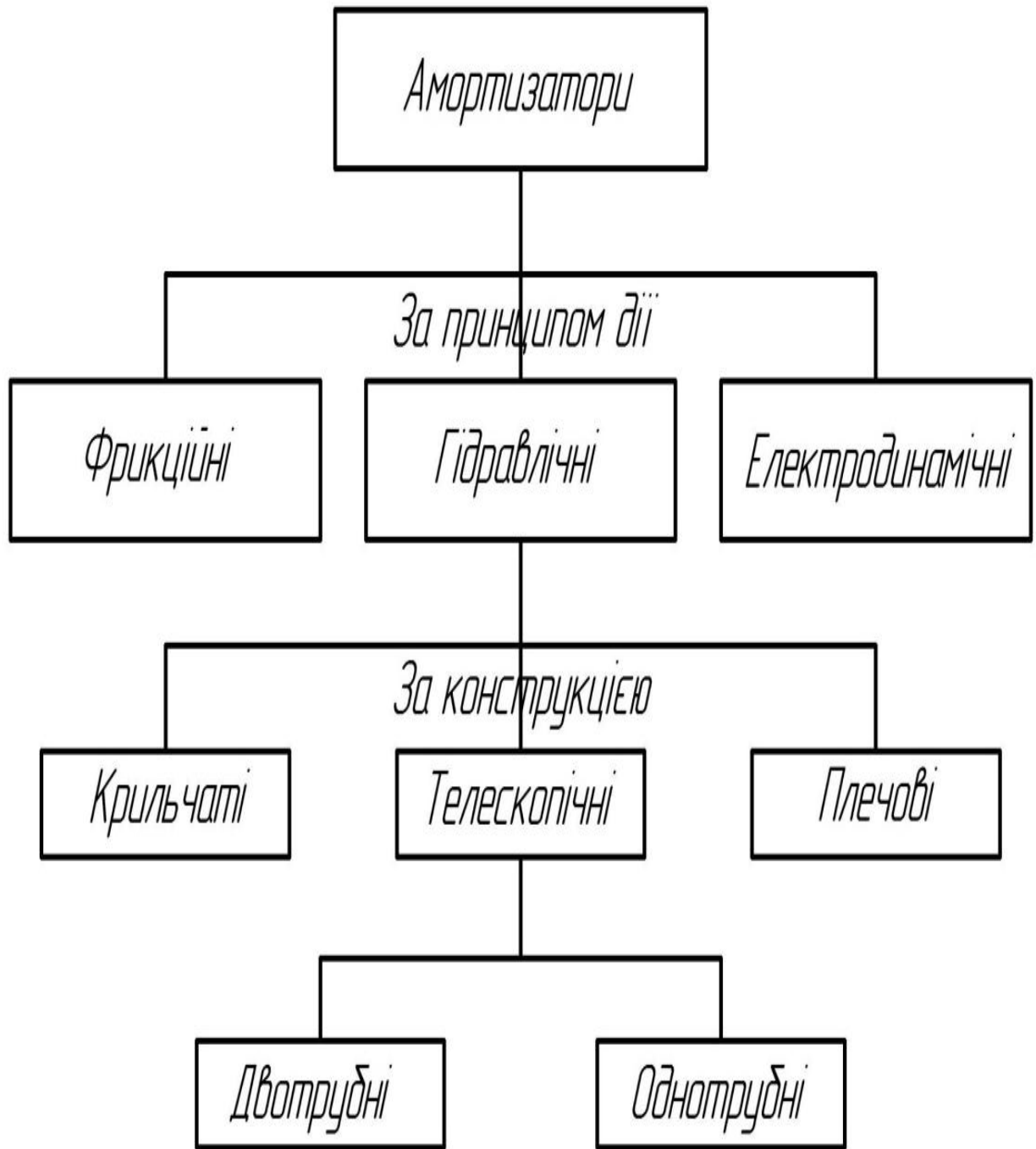


Рис. 1.7. Види амортизаторів

Будова амортизатора наведена на рис. 1.7.

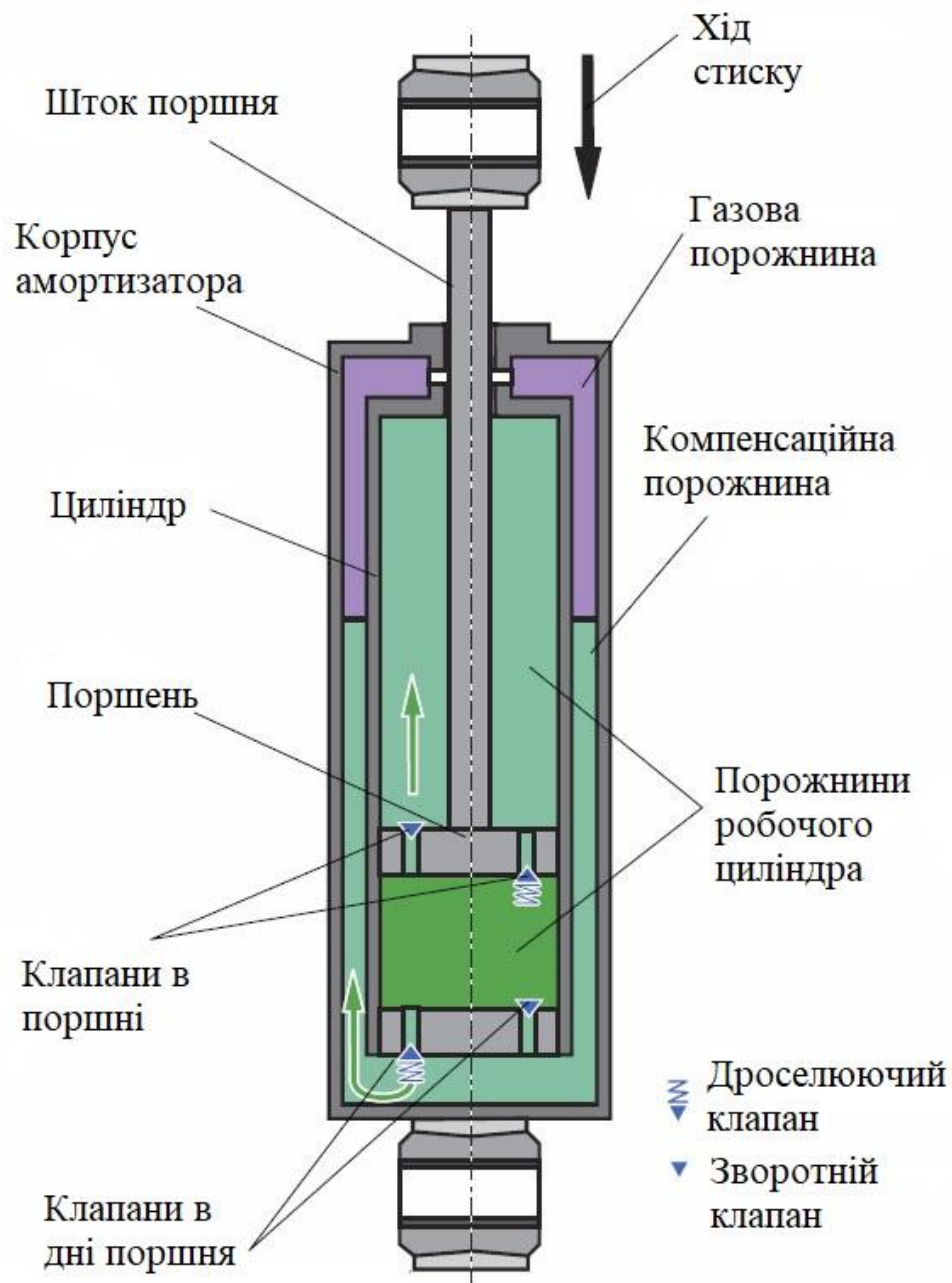


Рис. 1.7. Будова амортизатора

1.4. Висновки та задачі роботи

Встановлено, що в Україні є багато проблем з підв'язкою автомобіля це пов'язано з низькою якістю доріг, а в деяких випадках їх відсутністю взагалі. Першим елементом, що сприймає на себе всі навантаження, удари є підвіска.

Одним із головних елементів є амортизатор. Від технічного стану амортизатору залежить я технічний стан інших деталей.

Проведений аналіз показав, що існує безліч з'єднань в амортизаторах, які недостатньо вивчені.

Тому метою даного дослідження є зниження витрат на обслуговування й забезпечення працездатності підвіски автомобілів шляхом заміни сайленблоків і поршневих з'єднань амортизаторів на ремонтні комплекти, що використовують нові принципи роботи трибоспряжень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз конструкції підвісок та несправностей, що виникають в них, а також встановити їх вплив на надійність автомобіля в цілому;
- провести теоретичне обґрунтування можливості внесення конструктивних змін в будову амортизаторів і можливість їх ремонту заміною зношених деталей новим ремонтним комплектом;
- розробити методику експериментальних досліджень розробленого комплекту ремонтного комплекту поршнів і сайленблоків;
- провести експериментальні дослідження нового ремонтного комплекту пружинних поршньових і конічних вкладишів, а також визначити їх переваги;
- провести заходи з удосконалення охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- дати техніко – економічну оцінку ремонтного комплекту пружинних вкладишів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ РЕМОНТНИМ КОМПЛЕКТОМ

2.1. Удосконалювання ремонтного комплекту підшипника ковзання для сайленблока амортизатора

У сайлентблоці амортизатора гумова втулка працює на скручування, у результаті чого відбувається її розрив. Удосконалений сайленблок містить підшипник ковзання для зворотно-обертального руху із пружинним вкладишем, позбавлений цього недоліку. Запропонований підшипник ковзання для зворотно-обертального руху, у якому виконуються трибологічні принципи - умови активації робочої поверхні пластичної деформації й придушення окисних процесів [16].

Із цією метою підшипник оснащений рухомим вкладишем у вигляді гвинтової циліндричної пружини (проміжним елементом), який у коливальному режимі примусово повертається тільки в одну сторону й у такий спосіб досягається рівномірність зношування й розподіл змащення. Натяг пружини, необхідний для досягнення мікропластичних деформацій, створюється її підтисканням. У коливальному режимі за рахунок закручування або розкручування пружинного вкладиша виникає відповідний пружний натяг на внутрішній або зовнішній поверхні, і він примусово повертається в одному напрямку (ефект храповика).

Придушення окисних процесів у запропонованій конструкції легко досягається сальниковим ущільненням. Позитивний ефекти виходить також за рахунок зниження адгезійної складовій тертя (тертя спокою) і часткової реалізації ідей Н.Е. Жуковського «про рух без тертя» (обертанням проміжної опори) без використання для цього зовнішнього джерела енергії [17].

Підшипник (рис. 2.1) може бути використаний замість голчастих підшипників карданного вала, сайленблоків підвіски, шарнірах рульового керування й інших шарнірних вузлах, що працюють в зворотно-обертальному режимі.

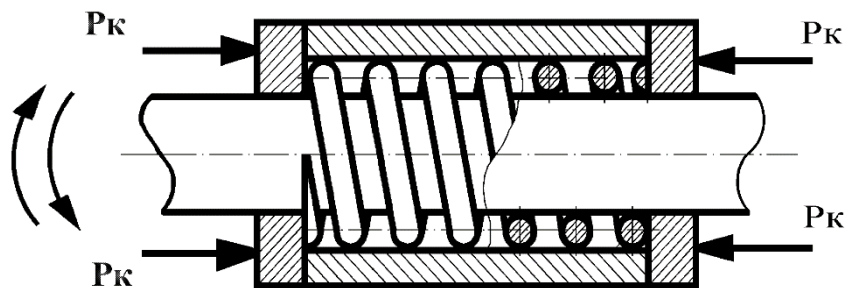


Рис. 2.1. Схема підшипника з рухомих пружинним вкладишем

У розробленому пристрої (рис. 2.1), завдання підвищення експлуатаційних характеристик досягається введенням у підшипник пружного проміжного елемента - рухомого вкладиша у вигляді гвинтової циліндричної пружини, регулюванням зусилля стиску якої P_k , на робочих поверхнях створюється ущільнення, необхідне для обмеження окисних процесів і виникнення активації поверхні мікропластичною деформацією.

Стабілізація режиму й рівномірність зношування досягається тим, що при зворотно-обертальному русі вала або зовнішнього кільця за рахунок закручування або розкручування при цьому пружинного вкладиша виникає гальмування відповідно на внутрішньої або зовнішньої поверхонь, і пружинний вкладиш (завдяки виникаючому при цьому «ефекту храповика») примусово повертається тільки в одному напрямку, що залежить від напрямлення навивки пружини. Крім того, постійно в процесі роботи міняється лінія контакту на робочих поверхнях, що також веде до зниження їх зносу.

Для підрегулювання ущільнення, наприклад, з метою компенсації зношування при ремонті, між однією з опорних шайб і торцем пружинного вкладиша при необхідності можуть бути встановлені регульовальні шайби.

Для порушення й підтримки режиму беззносності можуть бути використані (при виконанні відзначених вище умов) різні методи, описані в спеціальній літературі: уведення в змащення металоплакуючих присадок, спеціальна обробка методами ФАБО, застосування матеріалів, що містять металоплакуючі компоненти й ін.. [18, 19].

У пропонованому шарнірному підшипнику активація робочих поверхонь пластичною деформацією виконується за рахунок установки пружного пружинного вкладиша між зовнішньою й внутрішньою втулками таким чином, щоб на робочих поверхнях вкладиша був би незначний натяг (рис. 2.2а). Причому, у процесі роботи підшипника (при повороті в одну сторону) на одній з робочих поверхонь натяг збільшується, а на іншій зменшується до утворення зазору й проковзування (рис. 2.2б).

При повороті в іншу сторону (рис. 2.2в) на тій з поверхонь, де був зазор – виникне натяг і навпаки. Придушення (обмеження) окисних процесів на робочих поверхнях підшипників повинно бути забезпечене конструктивно, тобто встановлюються сальникові ущільнення, що усувають доступ кисню й інших окиснювачів до робочих поверхонь або технологічно – уведенням інгібіторів у змащення [20].

Ймовірність появи зазорів і натягів у сполученні можна визначити, скориставшись інтегральною теоремою Лапласа [21]. Так, якщо ймовірність P настання події A в кожному варіанті постійна й відмінна від нуля й одиниці, то ймовірність $P_{n(k_1, k_2)}$ того, що подія A з'явиться в n варіантах від k_1 до k_2 раз, приблизно дорівнює певному інтегралу:

$$P_n(k_1, k_2) \cong \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{x'}^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (2.1)$$

де P_n , - ймовірність ненастання події $q=1-p$.

При розв'язку завдань із застосуванням інтегральної теореми Лапласа користуються спеціальними таблицями, тому що невизначений інтеграл не

виражається через елементарні функції. Таблиця для інтеграла є в довідковій літературі літературі [21].

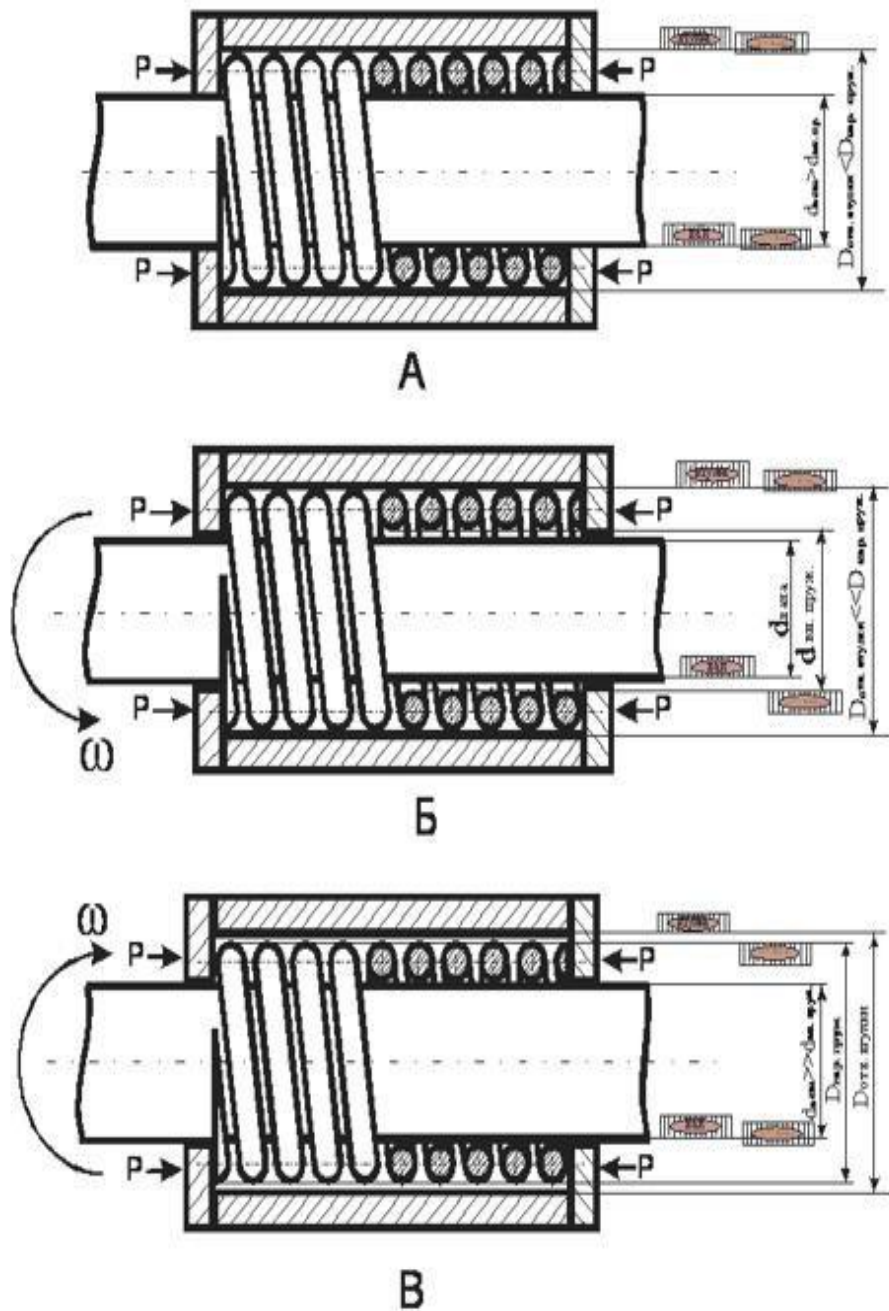


Рис. 2.2. Схема посадок на робочих поверхнях шарнірного підшипника із пружним пружинним вкладишем:

А – підшипник перебуває в спокої; Б і В – обертання осі (цапфи) у різні сторони.

Прийнявши нормальний закон розподілу розмірів, визначимо знаходження величини x в інтервалі від x_1 до x_1+1 по формулі:

$$P(x) = \Phi(x_{i+1}) - \Phi(x_i), \quad (2.2)$$

де значення функції $\Phi(x)$ являють собою ймовірності знаходження випадкової величини x у заданому інтервалі.

Тому що, нам необхідні мінімальні значення зазорів-натягів, то скористаємося перехідними посадками. У метрології прийняте умовне позначення натягу – N , зазору – Z .

Для того щоб скористатися таблицею функції Лапласа, впливає значення z_i і z_{i+1} , що мають розмір, перевести в безрозмірні величини x_1 і x_{i+1} . Для цього визначимо середньоквадратичне відхилення для перехідних посадок:

$$\sigma_z = \frac{(Z_{p\max} - N_{p\max})}{6} \quad (2.3)$$

Потім задані інтервали z_i і z_{i+1} заміняємо величинами:

$$x_1 = \frac{[Z_1 - Z_m(N_m)]}{\sigma_z} \quad (2.4)$$

$$x_{i+1} = \frac{[Z_{i+1} - Z_m(N_m)]}{\sigma_z} \quad (2.5)$$

Тут $Z_m(N_m)$ – середнє значення зазору-натягу, обумовлене для обраної посадки по формулі:

$$Z_m(N_m) = 0.5 \{ Z_{p\max}(N_{p\max}) + Z_{p\min}(N_{p\min}) \}. \quad (2.6)$$

Імовірність $P(x)$ появи сполучень в інтервалі $Z_{i(x_i)} \dots Z_{i+1(x_{i+1})}$ визначається по формулі 2.2.

Перехідні посадки передбачені тільки у квалітетах 4 ...8. Точність вала в цих посадках повинна бути на один квалітет вище точності отвору. [20]

2.2. Визначення елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу й в отворі

Для того, щоб визначити які традиційні посадки необхідні для впевненої роботи пружинного вкладиша можна застосувати методики ВСТВ.

Розв'яжемо завдання для визначення елементів гладкого циліндричного з'єднання.

Вихідні дані: Номінальний розмір – 20 мм.

Отвір – H5.

Вал – p4.

Величина допусків:

Отвір – $T_D = 0,009$ мм.

Вал – $T_d = 0,006$ мм.

1. Граничні відхилення:

Отвір Ø20H5:

$$EI = 0; \quad (2.7)$$

$$ES = EI + TD = 0,000 + 0,009 = +0,009 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

Вал Ø20p4:

$$ei = 0,022; \quad (2.9)$$

$$es = ei - Td = 0,022 + 0,006 = 0,028 \text{ мм} \quad (2.10)$$

2. Граничні розміри:

Отвір:

$$D_{\max} = d_n + ES = 20 + 0,009 = 20,009 \text{ мм}, \quad (2.11)$$

$$D_{\min} = d_n + EI = 20 + 0,000 = 20 \text{ мм}. \quad (2.12)$$

Вал:

$$d_{\max} = d_n + es = 20 + 0,028 = 20,028 \text{ мм}, \quad (2.13)$$

$$d_{\min} = d_n + ei = 20 + 0,022 = 20,022 \text{ мм}. \quad (2.14)$$

3. Граничні зазори й натяги:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 20,009 - 20,022 = - 0,013 \text{ мм}; \quad (2.15)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 20 - 20,028 = - 0,028 \text{ мм}; \quad (2.16)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - d_{\min} = 20,028 - 20 = 0,013 \text{ мм}; \quad (2.17)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - d_{\max} = 20,022 - 20,009 = 0,028 \text{ мм}. \quad (2.18)$$

Група посадки:

$$20 \frac{H5}{p4}.$$

Допуск посадки:

$$T_{\Pi} = S_{\max} - S_{\min} = -0,013 - (-0,028) = 0,015 \text{ мм}; \quad (2.19)$$

$$T_{\Pi} = T_D + T_d = 0,009 + 0,006 = 0,015 \text{ мм}. \quad (2.20)$$

5.Схема полів допусків з'єднання $20 \frac{H5}{p4}$ вала й циліндричного пружинного вкладиша (рис. 2.3).

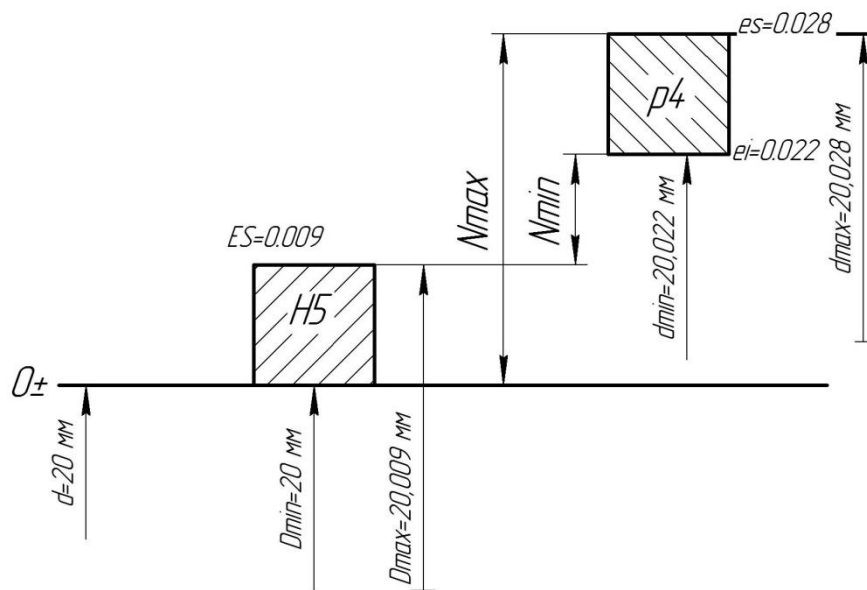


Рис. 2.3. Схема полів допусків

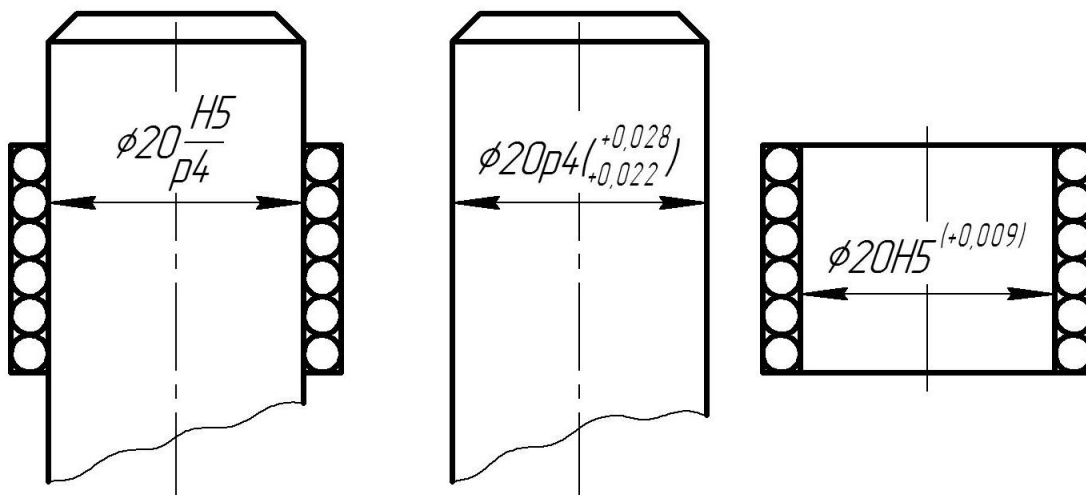


Рис. 2.4. Ескізи з'єднання

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1- Результати розрахунків

Позначення заданого з'єднання			$\varnothing 20 H5/p4$		
Значення елементів з'єднання	Номінальний розмір, мм		20		
	Зазор (натяг), мм	S _{max}	-0,013		
		S _{min}	-0,028		
	Допуск посадки, мм ТД		0,015		
	Група посадки		3 натягом		
	Система допусків		3		
Значення елементів деталей	Отвір	Умовне позначення		$\varnothing 20 H5$	
		Допуск, мм TD		0,009	
		Значення основного відхилення, мм		0 (нижнє)	
		Граничні відхилення, мкм	Верхнє ES		+0,009
			Нижнє EI		0
		Граничні розміри, мм	D _{max} , мм		20,009
			D _{min} , мм		20
	Вал	Умовне позначення		$\varnothing 20 p4$	
		Допуск, мм Td		0,006	
		Значення основного відхилення, мкм		0,022 (нижнє)	
		Граничні відхилення, мкм	Верхнє es		0,028
			Нижнє ei		0,022
		Граничні розміри, мм	d _{max} , мм		20,028
			d _{min} , мм		20,022

По розрахунках виходить, що необхідна точність виготовлення традиційної посадки вимагає застосування високоточного встаткування й коштовного інструмента, що економічно не вигідно для виготовлення пружинного вкладиша деталей, що сполучаються з ним, а також подібні розрахунки не можуть бути застосовані до підшипника ковзання з рухливим пружинним

вкладишем і вимагає іншого підходу. У зв'язку із цим було запропоновано виконати пружинний вкладиш конічним, а інші поверхні, що сполучаються з ним, деталей – циліндричними для гарантованого забезпечення посадок з натягом на циліндричних поверхнях [12].

2.3. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайленблока амортизатора

Запропонований ремонтний комплект підшипника ковзання для зворотно-обертового руху (рис. 2.5), що складається з вала 1, зовнішнього кільця 2 і розміщеного між ними спірального вкладиша 3 у вигляді гвинтової пружини. Спіральний вкладиш виконаний рухливим, конічним з кутом конуса від 1 про до 5 про при цьому діаметр дроту пружини d дорівнює половині зазору між діаметром вала D і діаметром отвору вкладиша $D + 2d$. При цьому, він встановлений з натягом по торцях, а також з натягом по внутрішній і зовнішній поверхням для забезпечення сталості «ефекту храповика» [22, 23].

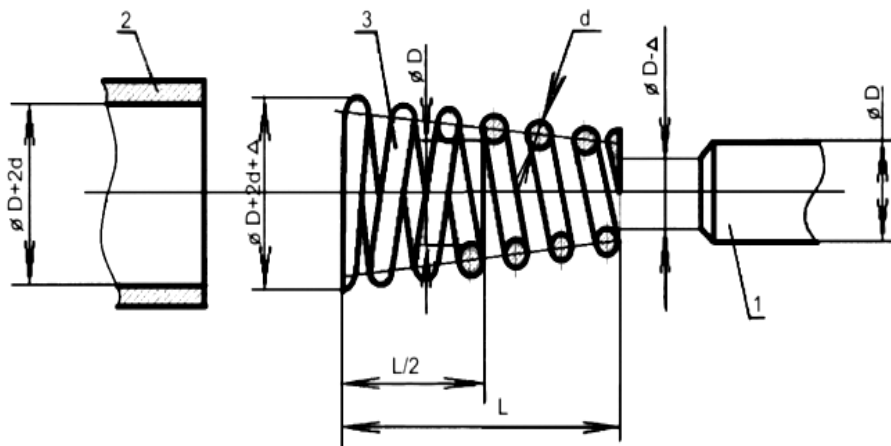


Рис. 2.5. Конічний підшипник ковзання для зворотно-обертального руху

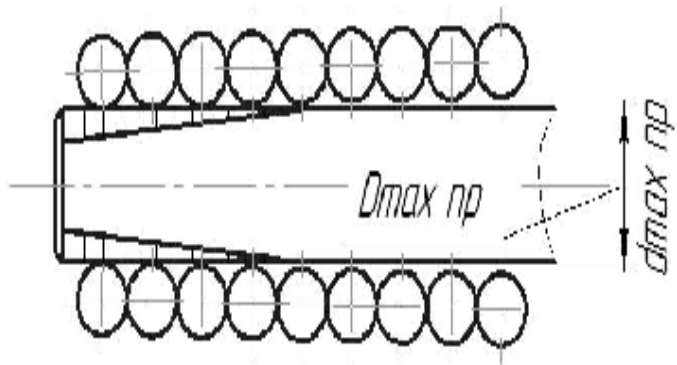


Рис. 2.6. Розташування пружини, надягнутої на вал з натягом на половині її довжини

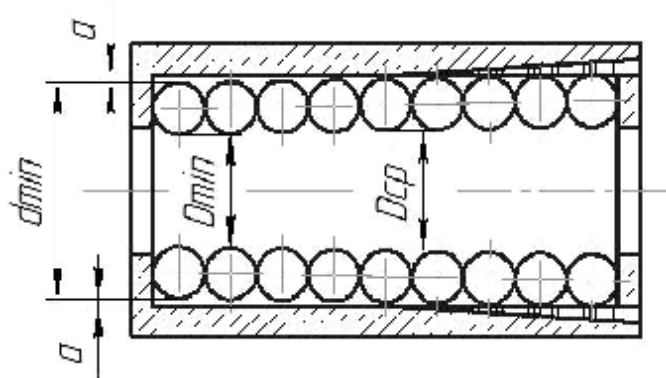


Рис. 2.7. Розташування пружини, вставленої у втулку з натягом на половині її довжини

Вкладиш перебуває між втулкою 1 і валом 2 (рис. 2.8.). Виготовляємо конічну пружину, навиваючи дріт на вал з утворенням середнього діаметра $d_{cp.пр}$. Якщо конічна пружина одягнута на вал і перебуває у втулці, то позначимо її діаметр на валу як $d_{cp.пр}$ у отвір $D_{cp.пр}$.

$$a = \frac{(d_{вал} - d_{min.пр})}{2}, \quad (2.21)$$

$$a' = \frac{(d_{max.пр} - D_{от})}{2}. \quad (2.22)$$

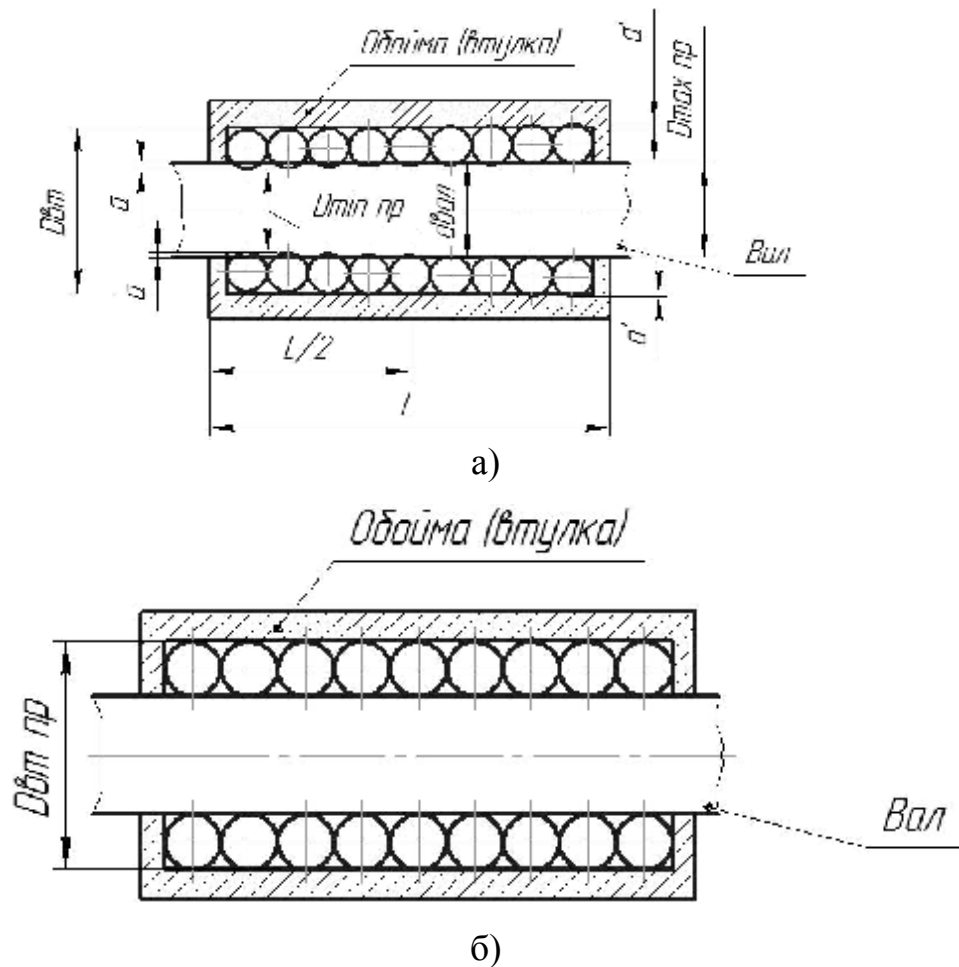


Рис. 2.8. Схеми розташування пружини:

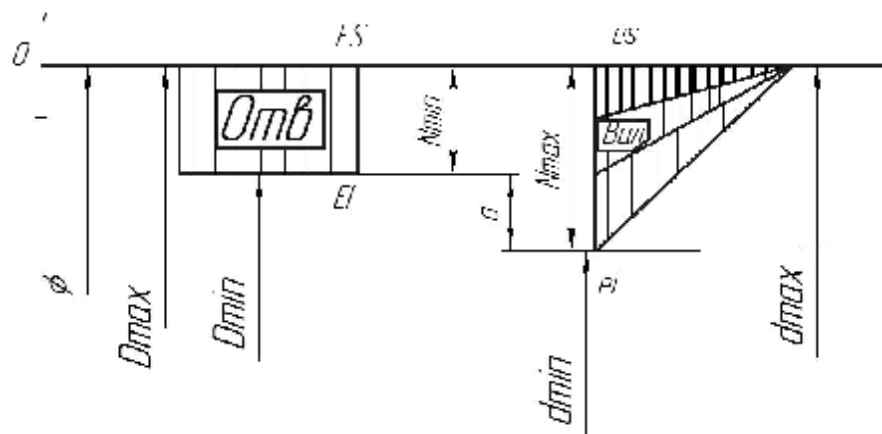
- а) розташування пружини, якщо вважати її твердою, а вал і втулку пластично деформованими; б) пружина жорстко затиснута між валом і втулкою (вважаємо деталі не деформованими)

Виготовимо конічну пружину, і помістимо її між валом і втулкою, при цьому будемо вважати, що матеріали вала й втулки не мають можливості деформуватися. При цьому пружина займе на валу й втулці положення з нерівномірним натягом по робочих поверхнях.

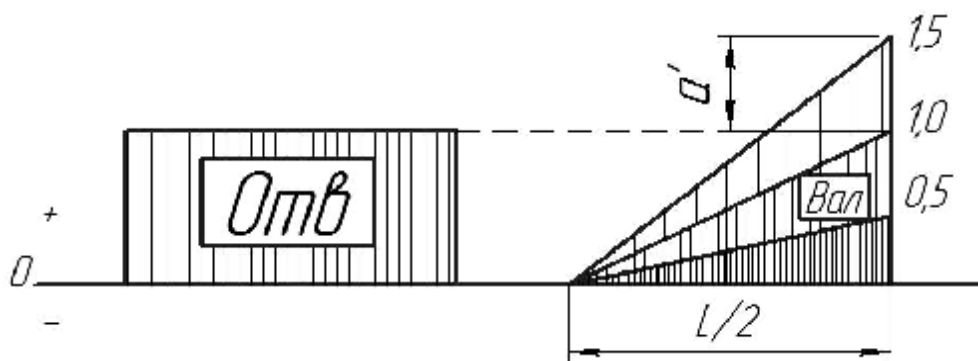
При цьому діаметр дроту дорівнює половині зазору між діаметром вала й діаметром отвору втулки, але, оскільки пружина виготовлена конічною, то один із крайніх діаметрів пружини буде менше ніж у вала на 0,5 мм, а з іншого боку діаметр буде більше на 0,5 мм, чим у втулки (рис. 2.9.). Тим самим створюється пружний натяг, який розподіляється не як звичайно, по всій по-

верхні, а убуває під кутом 30° і до середини втулки й вала сягає $0^{\text{го}}$ значення. З одного боку, на валу натяг, а з іншого боку натяг на втулці.

Величина пружного натягу залежить від кута, з яким пружина виготовлена. У цьому випадку натяг не постійний по довжині й поле допуску буде зображатись не прямокутником, як звичайно, а трикутником, і натяг буде перемінним, як показано на (рис. 2.9.) [22, 23].



а) - сполучення пружини й отвору



б) - сполучення пружини й вала

Рис. 2.9. Схема полів допусків для конічної пружини:

а) сполучення пружини й отвору, б) сполучення пружини й вала

При зміні довжини пружинного вкладиша під дією осьового навантаження він буде змінювати свої основні параметри [22]:

$$D = D_0 + \Delta D; \quad (2.23)$$

де: D_0 – початковий діаметр утворюючого циліндра ненавантаженої пружини;
 ΔD – зміна діаметра утворюючого циліндра;

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha; \quad (2.24)$$

де α_0 – початковий кут підйому осі гвинтового бруса ненавантаженої пружини;
 $\Delta\alpha$ – зміна кута підйому осі гвинтового бруса;

$$l = l_0 + \Delta l; \quad (2.25)$$

де l_0 – початкова довжина осі робочої частини гвинтового бруса ненавантаженої пружини;
 Δl – зміна довжини осі робочої частини гвинтового бруса.

Найбільш істотне значення має зміна кута підйому витків пружини й пов'язане з ним зміна діаметра пружини. Величину Δl через її мізерність можна в увагу не приймати й вважати вісь гвинтового бруса нерозтяжною, тобто прийняти $\Delta l = 0$.

Величини ΔD і $\Delta\alpha$ є функціями навантаження P і початкових розмірів пружини, а також залежать від пружних властивостей матеріалу.

З літератури [19, 20] відомі розрахункові формули для визначення зміни діаметра утворюючого циліндра ΔD , яке представляє для нас великий інтерес:

$$\Delta D = -\frac{D^2 \cos 2\alpha}{2 \cos^2 \alpha} \Delta N - \frac{D^2 \sin \alpha}{\cos \alpha} \Delta k. \quad (2.26)$$

Мінус у формулі означає що сила, що стискає пружину, вважається від'ємною. Передбачається, що напруження не перевершують межі пружності, а гвинтовий брус, що утворює пружину, при визначенні переміщень можна вважати брусом малої кривизни, загальна довжина якого залишається незмінною $\Delta l = 0$.

Щоб не дати одному торцю пружини, навантаженою осьювою силою P , прокручуватись щодо іншого, до торців необхідно прикласти момент $M = M_0$:

$$M_0 = - \frac{PD_0(B - C) \sin 2\alpha_0}{4(B \sin^2 \alpha_0 + C \cos^2 \alpha_0)} \quad (2.27)$$

Осьову силу P можна виразити як функцію кута підйому α :

Кут підйому α поступово змінюється в процесі навантаження пружини. Для пружин розтягання-стиску з торцями, що

$$D = D_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \quad (2.28)$$

Замінивши діаметр D деформованої пружини його значенням з формули 2.28, одержимо вираз для визначення осьової сили P :

$$P = \frac{4 \cos^2 \alpha_0}{D_0^2} \left[C(\sin \alpha - \sin \alpha_0) - B \sin \alpha \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \right) \right] \quad (2.29)$$

Осьове переміщення кінців пружини

$$\lambda = (H - H_0) = l_0(\sin \alpha - \sin \alpha_0) \quad (2.30)$$

Задаючись послідовними значеннями кута підйому α можна підрахувати силу P і відповідне їй осьове переміщення кінців пружини λ і побудувати нелінійну характеристику в координатах λ , P , (рис. 2.10) [11].

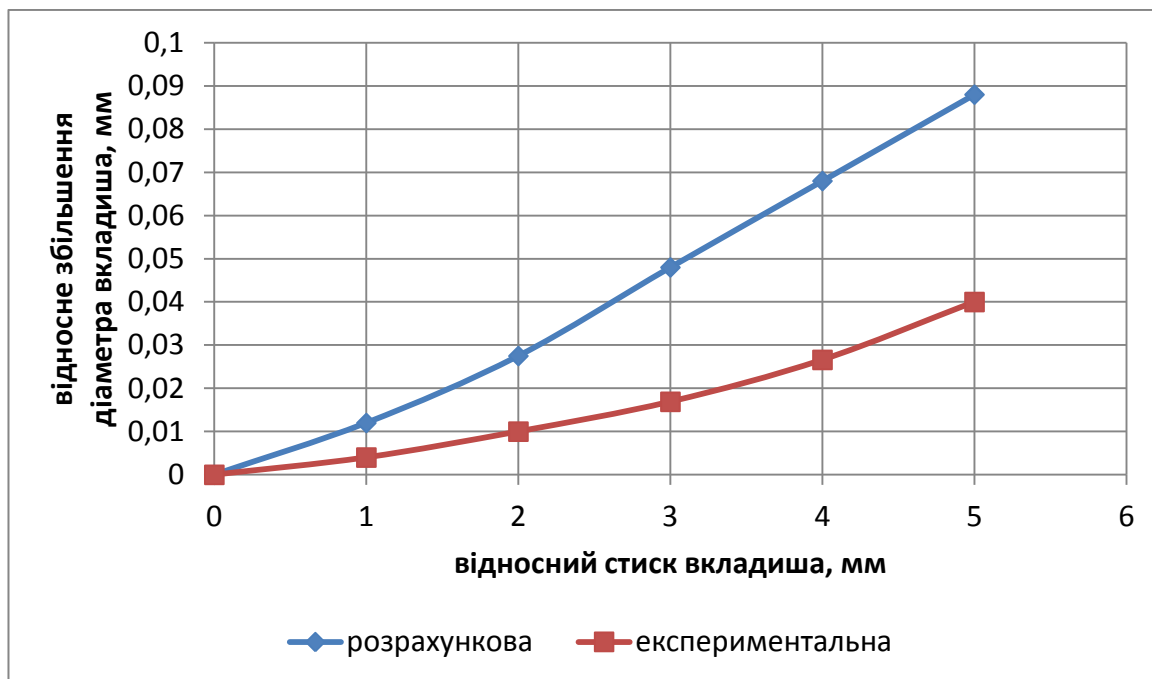


Рис. 2.10. Характеристики пружинного вкладиша

0 - $\lambda = 0$, 1 - $\lambda = 0,4$, 2 - $\lambda = 0,8$, 3 - $\lambda = 1,2$, 4 - $\lambda = 1,5$, 5 - $\lambda = 2,3$.

Виготовлення пружинного вкладиша конічної форми більш технологічно, чим виготовлення конічних поверхонь у вала й кільця. Кут конуса від 1 до 5⁰ необхідний для створення попереднього натягу на половинах поверхонь вала й кільця, тому що вузька частина конічного вкладиша охоплює з натягом вал, а широка частина забезпечує натяг по внутрішній поверхні кільця. Причому, чим більше кут, тим більше натяг. Робити кут пружини більш 5⁰ недоцільно, тому що він занадто великий, що негативно вплине на складання підшипника, а робити кут менш 1⁰ також недоцільно, оскільки натяг буде недостатнім для нормальної роботи підшипника [22, 23].

2.4. Висновки

Отримана розрахункова залежність характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника для інноваційного ремонтного комплекту сайленблоку, що представляє математичну модель роботи конічного пружинного вкладиша при сполученні його із циліндричними поверхнями втулки.

Отримана залежність може бути використана при розрахунках удосконаленого ремонтного комплекту й відновленні працездатності сайленблока амортизатора.

У сполученні інноваційного ремонтного комплекту сайленблока використані нетрадиційні посадки конічного пружинного вкладиша із втулками.

РОЗДІЛ 3

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ РЕЗУЛЬТАТИ

3.1. Загальна структура експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження включають методи, що дозволяють одержати швидкісні характеристики й оцінити вплив зусилля стиску й відбою в амортизаторі залежно від обраних факторів. У нашому випадку проводилися як експериментальні, так і стендові дослідження на апаратурі власного виготовлення, так і на стенді СИА-04 «ЭНГА» виробництва ТОВ «ИТЦ-ТЕСТ».

Загальна схема методів дослідження представлено на рис. 3.1

3.2. Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень

Для підвищення експлуатаційної довговічності підвіски, а також безпечного і комфортабельного руху автомобіля, необхідно створювати конструкцію амортизаторів із застосуванням інноваційних ремонтних комплектів. Такий ремонтний комплект включає дві інноваційні конструкції: у поршневому вузлі й сайлентблоці амортизатора.

По першому вузлу ремонтного комплексу при проведенні експерименту планувалось вивчення впливу температури й швидкості переміщення поршня амортизатора на зусилля стиску й відбою, у стандартного й удосконаленого амортизаторів автомобіля ВАЗ, (рис. 3.2).

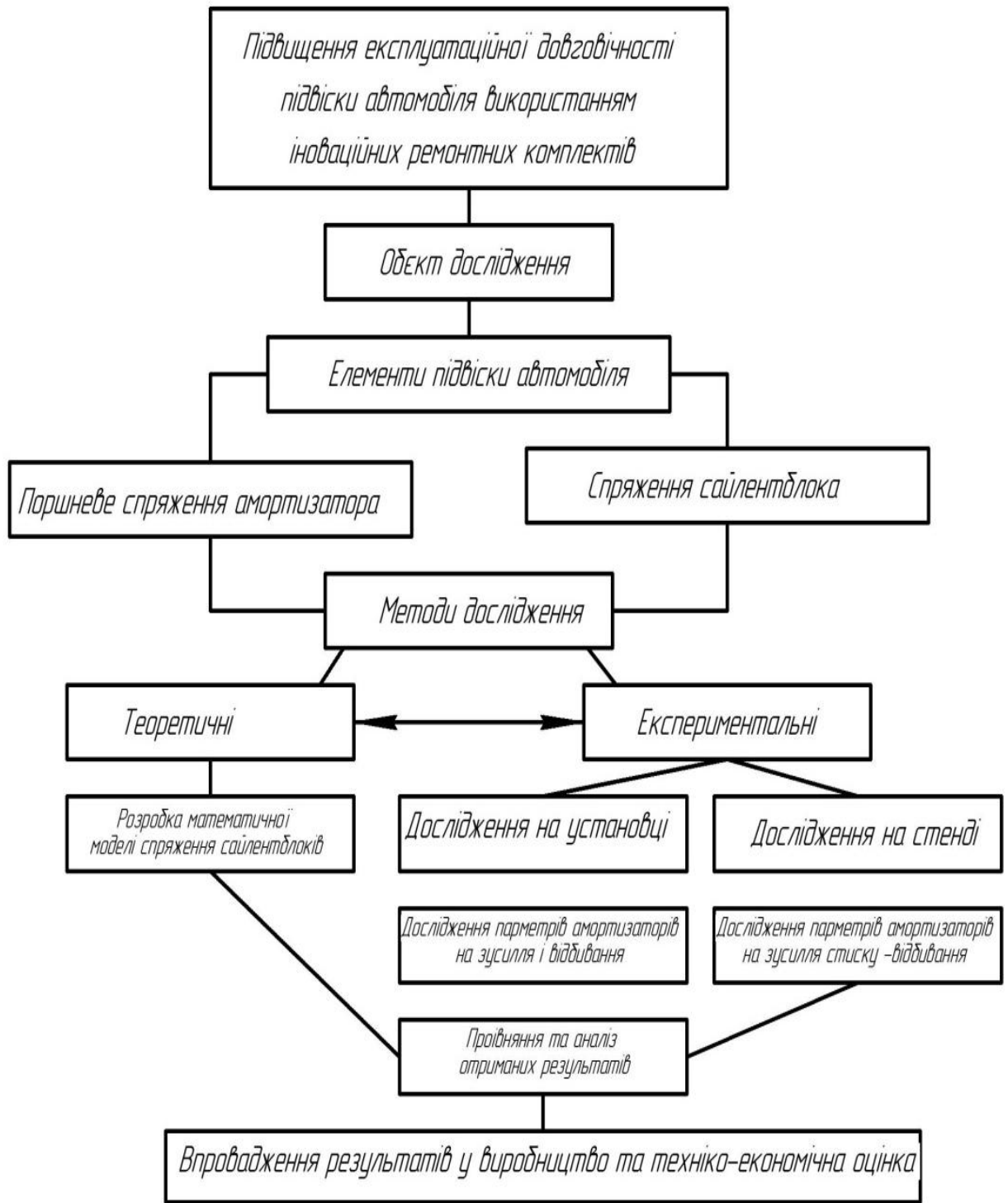


Рис. 3.1. Експериментальні методи, використовувані для досліджень стандартного й удосконаленого амортизаторів



Рис. 3.2. Амортизатор автомобіля ВАЗ

Технічні параметри конструкції амортизатора наведено в таблиця 3.1.

Таблиця 3.1 - Технічні параметри конструкції амортизатора

Найменування параметрів	Розмірність	2108-2915004-01
Тип		Масляний
Хід штока	мм	230
Довжина різьбової частини	мм	21,2
Діаметр штока	мм	9
Хід стиску	Н	247
Хід відбою	Н	565
Маса	кг	2,2

У ході експериментальних випробувань розглядалася зміна швидкісних характеристик залежно від температури (контроль температурної характеристики по ОСТ 37.001.440-86), а також зміна сили опору амортизатора залежно від температури амортизатора.

У стандартного й удосконаленого амортизатора до початку експерименту були зняті характеристики дросельного режиму при відбої, і клапанного режиму при стиску, при трьох температурах $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ і $+45^{\circ}\text{C}$. Тип характеристики заднього амортизатора регресивна, добре справляється з гасінням коливань і зменшує крени кузова при різкому маневруванні, але пропускає на нього вібрації від дорожніх нерівностей. На малих швидкостях переміщення поршня, твердість середня. З ростом швидкості й переходом амортизатора на клапанний режим вона незначно знижується.

Після зняття характеристик у стандартного амортизатора в дросельно-му режимі при відбої, і клапанного режиму при стиску, при трьох температурах $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ і $+45^{\circ}\text{C}$ амортизатор був акуратно розібраний і знежирений. В амортизаторі є поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою (рис. 3.3).



Рис. 3.3. Поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою

Фторопластовий ущільнювач був вилучений. На поршні посадкове місце під ущільнювач було поглиблено й розширене. На його місце встановлений металевий пружинний вкладиш-ущільнювач. Ущільнювальний циліндричний пружинний вкладиш буде виконувати функцію лабіринтового ущільнення. Навивка пружини проводилася на пружино-намоточному автоматі моделі А520 (знаходиться в лабораторії ПрАТ "ЄВРАЗ" м. Дніпро) з омідненого дроту 65Г квадратного перетину з довжиною сторони 1,4 мм. Цей автомат виконує навивку дрібних пружин циліндричної й конічної форми із правою й лівою навивкою, з постійним і змінним кроком з підгорнутими й не підгорнутими крайніми витками (рис. 3.4).



Рис. 3.4. Пружинний вкладиш на оправленні після круглого шліфування

Після навивки пружини на пружино - намоточному автоматі пружина шліфується по зовнішньому діаметру, відрізається потрібної довжини, торцується й надівається на поршень амортизатора (рис. 3.5). Ущільнювальний пружинний вкладиш був ретельно промитий бензином з наступною продувкою стисненим повітрям.

Задній амортизатор був заново зібраний з новою всесезонною амортизаторною рідиною AeroShell Fluid 1 [24], що представляє собою суміш мало-вязких нафтових масел з 8- 10% кремнійорганічних з'єднань.



Рис. 3.5. Поршень у зборі з ущільнювальним обмідненим пружинним вкладишем

3.3. Характеристика обладнання для проведення експериментальних досліджень

При проведенні експериментальних досліджень стандартного й удосконаленого амортизаторів автомобіля, використана експериментальна установка самостійного виготовлення на базі настільного свердлильного верстата для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою (рис.3.6). Експериментальна установка виготовлена разом з співробітниками лабораторії "випробування конструкцій" СТО "ДнепрАвтоСервіс", яке займається реставрацією стійок та амортизаторів автомобілів вантажопідемністю до 3,5 т.

Умови проведення досліджень.

Клапанний режим при швидкостях 0,25 м/с (перевірка на відповідність із рекомендаціями по експлуатації й ремонту автомобіля ВАЗ) і ході штока 100 ± 1 мм.

Діапазон вимірюваних зусиль:

- при ході стиску – 300 Н,
- при ході відбою – 700 Н.

Похибка виміру зусилля ± 5 Н.

Похибка виміру швидкості $\pm 0,02$ м/с.

Установка самостійного виготовлення для випробування амортизаторів транспортних засобів (рис. 3.7), містить раму 1, із закріпленим на ній електродвигуном 2, від якого обертання передається через пасову передачу 3, до об'єднаної передачі зубчаста рейка-шестерня 4, з ексцентриком 5. На боковій поверхні ексцентрика проточена канавка 11 прямокутного перетину по профілю ексцентрика, максимальний ексцентриситет канавки рівний максимальному ходу штока амортизатора. Завдяки цьому є можливість проведенню випробувань амортизатора 9 при різних режимах роботи. Його переміщення визначається датчиком реєструючого приладу, 10. На основі рами закріплено стрем'янку 7, на якій установлений пружний елемент 6, призначений для

сприйняття коливань від механізму привода через гідравлічний амортизатор під яким розміщений датчик опору 8.



Рис. 3.6. Експериментальна установка самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Установка працює в такий спосіб. Випробуваний амортизатор 9 корпусом закріплюється на пружному елементі 6, а штоком на канавці ексцентрика 5. Обертання від електродвигуна 2, через пасову передачу 3 і об'єднану передачу зубчаста рейка-шестерня 4, і ексцентрик 5, передається по канавці 11 прямокутного перетину по профілю ексцентрика, на шток амортизатора. У результаті на штоку амортизатора створюються коливання необхідної форми, які передаються на датчик приладу, 10. Далі пружний елемент 6, закріплений одним кінцем на стрем'янці 7, установлений на рамі 1, а вільним кінцем сприймає коливання штока амортизатора 9 через його корпус, які фіксуються датчиком опору 8.

При випробуванні амортизатора на установці, знімається характеристика амортизатора відповідна до кривої 2 на (рис. 3.8) яка відмінна від кривої

1, що знімається по прототипу, за рахунок ексцентрика 5. Так само є можливість проведення випробувань амортизатора при різних режимах роботи завдяки ексцентрику 5, на бічній поверхні якого проточена канавка прямокутного перетину по профілю ексцентрика, максимальний ексцентриситет канавки дорівнює максимальному ходу штока амортизатора. Компактність установки забезпечується силовою схемою установки й компактною конструкцією об'єднаної передачі зубчата рейка - шестерня 4 і ексцентрик 5.

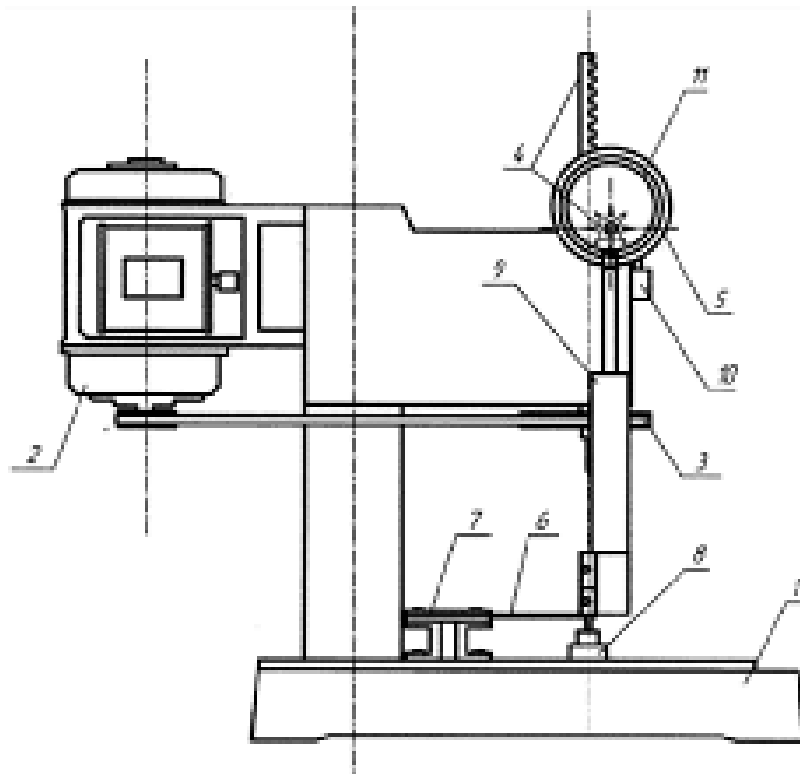


Рис. 3.7. Компонувальна схема експериментальної установки самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Для проведення порівняльних стендових випробувань амортизаторів зі стандартною й новою конструкцією поршневого ущільнення був використаний стенд СИА-04 «ЭНГА» виробництва ТОВ «ИТЦ-ТЕСТ»

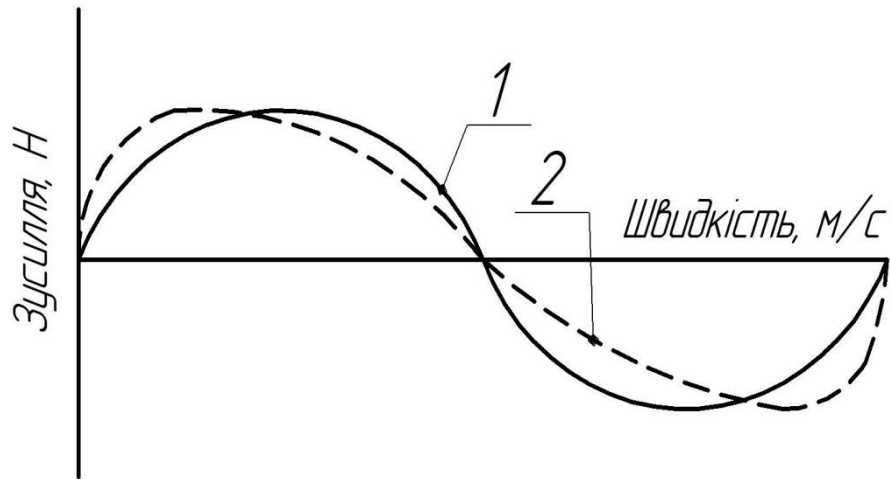


Рис. 3.8. Характеристика амортизатора

3.4. Удосконалювання сайленблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем

У другому вузлі ремонтного комплекту – сайленблоці амортизатора для зняття навантажень, що розривають гумову втулку застосований підшипник ковзання конічним пружинним вкладишем, установлений у розточений отвір втулки сайленблока. Такий підшипник дозволить гумовій втулці сайленблока амортизатора не скручуватися, а сприймати тільки радіальне навантаження, тобто служити демпфером, що в остаточному підсумку, підвищить його експлуатаційну довговічність.

У сайленблоці амортизатора були зроблені наступні удосконалення:

1. Алюмінієва втулка сайленблока було розточено до розміру 18,3 мм, (рис. 3.9).



Рис. 3.9. Розточений внутрішній діаметр алюмінієвої втулки сайленблока

2. Виготовлена сталеві втулка, у якій була обрана порожнина для установки пружинного конічного вкладиша, (рис. 3.10).

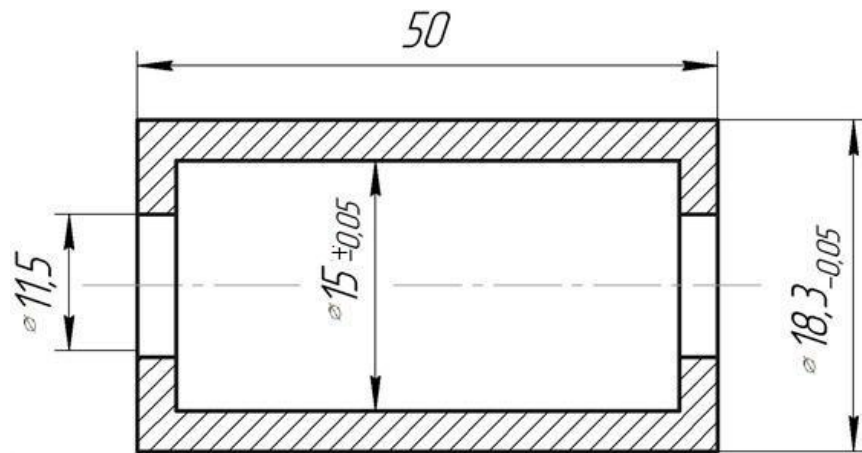


Рис. 3.10. Сталева втулка для пружинного конічного вкладиша

3. Втулка запресована в сайленблок.
4. Виготовлений конічний пружинний вкладиш.
5. Конічний пружинний вкладиш вкручується у втулку, тому, що втулка виконана з бортиками по внутрішньому діаметру.

Технологія виготовлення пружинного вкладиша включає стандартні операції, у тому числі й термообробку.

Конічний пружинний вкладиш навивався на пружино-намоточному автоматі моделі А520 з обмідненого дроту 65Г квадратного перетину з довжиною сторони квадрата 1,4 мм. Конічна пружина в сайлентблоці призначена

для зняття напружень у гумі сайлентболка, що виникають при зміні навантаження на автомобіль, а також у результаті зусиль стиску-відбою, що виникають на нерівностях дороги.

Оскільки сайленблок закріплюється жорстко, у його гумовій втулці виникають напруження, що прагнуть розірвати гуму. Тому пружинний вкладиш при зміні навантаження буде повертатися в потрібну сторону, тим самим знімаючи напруження в гумовій втулці сайленблока, яка в даній конструкції призначена тільки для амортизації зусиль, і не працює на скручування.

Тим самим продовжується термін служби сайленблока, який часто виходить із ладу набагато раніше самого амортизатора. Ремонтний комплект деталей для заміни сайленблока представлено на рис. 3.11.



Рис. 3.11. Ремонтний комплект деталей для інноваційного сайленблока
1 – сайленблок, 2 – конічний пружинний вкладиш, 3 – сталева втулка

Результати вимірів зміни діаметра конічного пружинного вкладиша при прикладанні осьового навантаження (рис. 3.12).

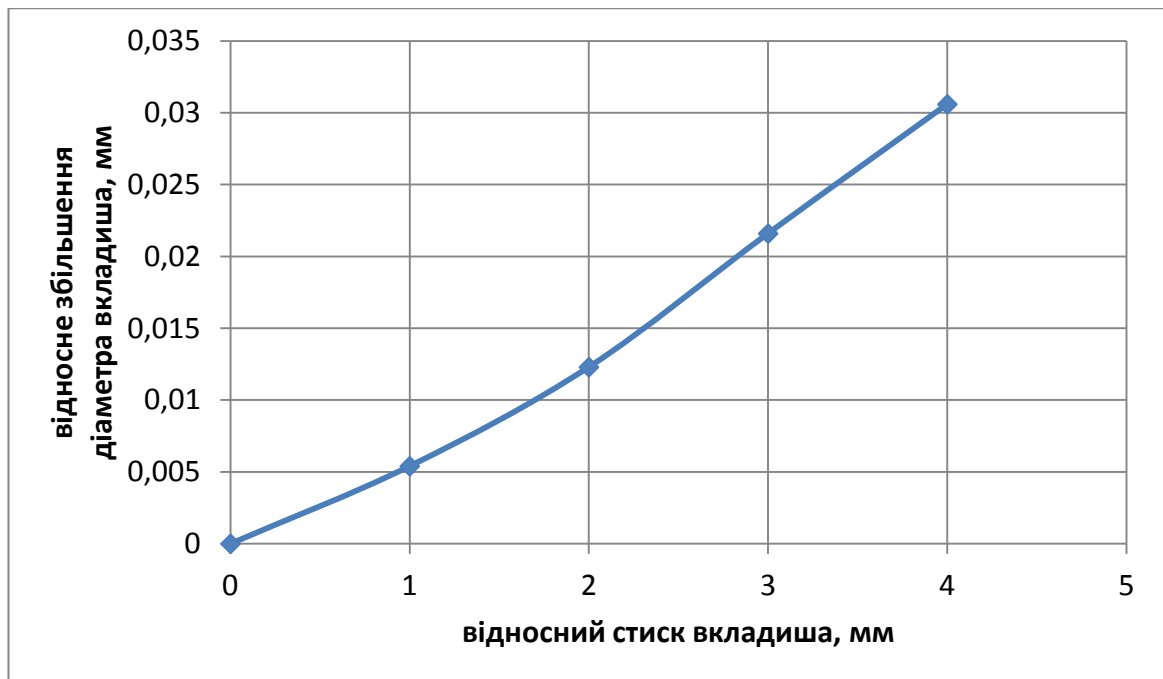


Рис. 3.12. Експериментальна характеристика конічного пружинного вкладиша підшипника сайленблока

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5$$

Після розрахунків по наведеному раніше алгоритму були побудовані графіки експериментальної і розрахункової залежностей, з яких видно, що з урахуванням будови довірчих інтервалів розбіжність становить 10 %, що цілком припустимо при значеннях у діапазоні 0-1,5 мм (рис. 3.13).

Якщо з'єднати розрахункові й експериментальні графіки для циліндричного й конічного пружинних вкладишів підшипників ковзання для зворотно-оберткового руху (рис. 3.14), то стає ясно, що розрахункова й експериментальна криві конічного пружинного вкладиша розташовані практично поруч один з одним і перебувають між розрахунковою й експериментальною кривими циліндричного пружинного вкладиша.

Розрахункова й експериментальна криві для конічного пружинного вкладиша більш адекватно описують зміни, що відбуваються в процесі роботи пружинного вкладиша.

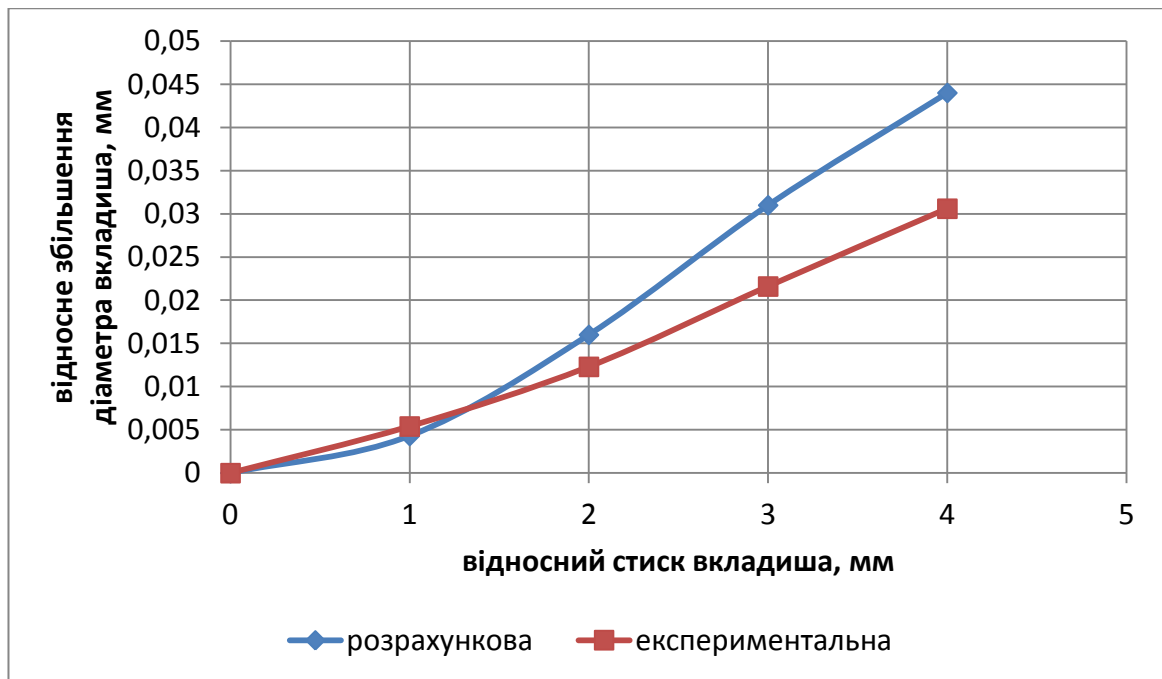


Рис. 3.13. Порівняльні характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника сайленблока (розрахункова й експериментальна)

$$0 - \lambda = 0, 1 - \lambda = 0,4, 2 - \lambda = 0,8, 3 - \lambda = 1,2, 4 - \lambda = 1,5$$

Підшипник ковзання з конічним рухливим пружинним вкладишем має в ненавантаженому стані натяги на половинах довжин робочих поверхонь у сполученнях «вал-пружинний вкладиш» і « втулка-пружинний вкладиш». При обертовому русі в одну зі сторін натяг у сполученні «вал - пружинний вкладиш» прагне до нуля й навіть до утворення зазору. А в спряженні «втулка-пружинний вкладиш» натяг зростає до максимального значення. У цей момент пружинний вкладиш разом із втулкою повертається на валу.

При обертанні в іншу сторону все буде відбуватися зі зворотним знаком, тобто сполучення «вал-пружинний вкладиш» одержить максимальний натяг, а в спряженні «втулка-пружинний вкладиш» з'явиться зазор і підшипник повернеться вже в ньому. Конічний пружинний вкладиш гарантує дотримання однієї з умов роботи підшипника – забезпечення пружного натягу на робочій поверхні. Друга умова – герметизація робочих порожнин з метою блокування окисних процесів, досягається застосуванням сальникових ущільнень (рис. 3.14).

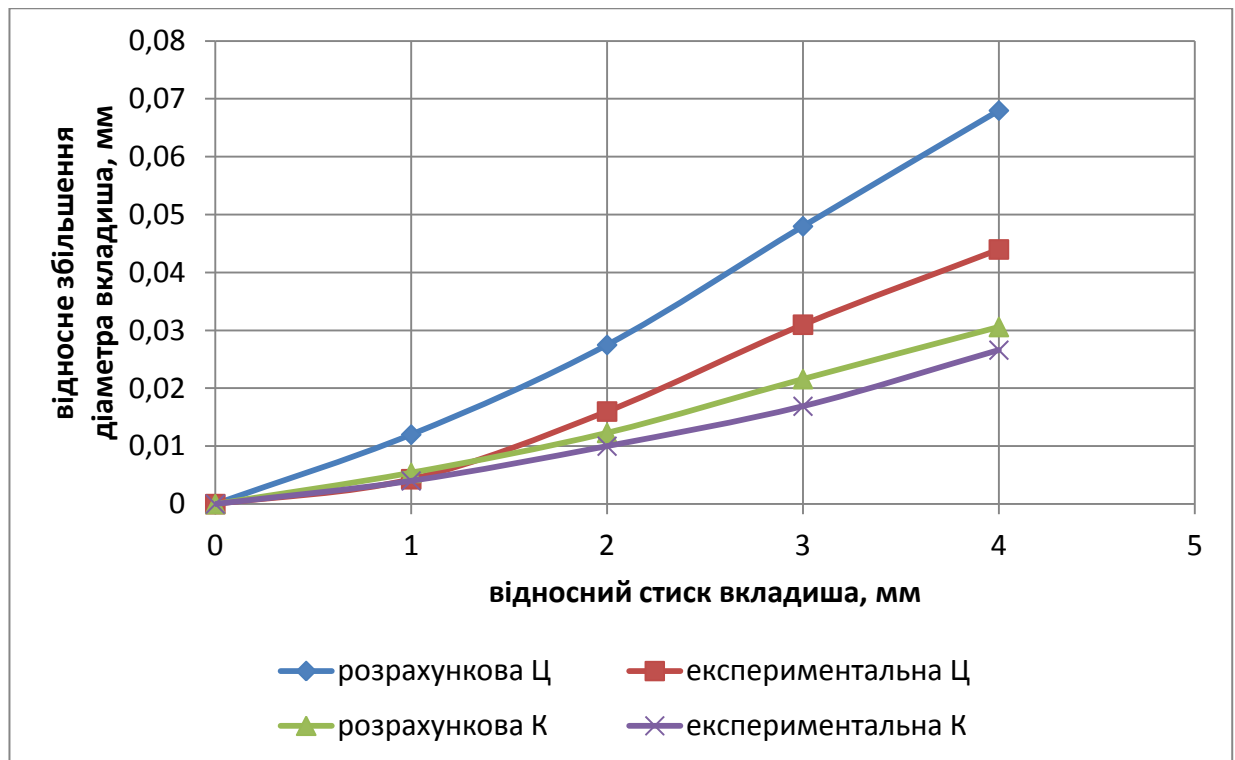


Рис. 3.14. Порівняльні характеристики циліндричного й конічного пружинних вкладишів підшипника сайленблока

0 – $\lambda = 0$, 1 – $\lambda = 0,4$, 2 – $\lambda = 0,8$, 3 – $\lambda = 1,2$, 4 – $\lambda = 1,5$

3.5. Експлуатаційні випробування амортизаторів з ремонтними комплектами

При експлуатаційних дослідженнях ремонтні комплекти, що складаються із сайленблока й поршневого ущільнення, були встановлені в задні амортизатори автомобілів ВАЗ 2115 випуску 2012 року (службовий автомобіль СТО) та автомобіля ГАЗ 3302 (Газель).

Випробування ведуться з 2013 року. Так, наприклад, перед установкою інноваційного ремонтного комплекту в задню підвіску автомобіля, були зняті дані по пробігу автомобіля, який складав 67520 км. Амортизатори, установлені на автомобілі, до цього моменту вимагали заміни. Дослідження проводилися на автомобілях що, експлуатуються в різних дорожніх умовах з різним станом дорожнього покриття. Машина експлуатувалася днем і вночі в

зимовий і літній час доби, водій не змінювався. Виміри зношування сайленблока амортизатора проводилися при пробігу 25, 50, 75, 100 і 125 тис. км.

При дослідженні амортизатора після пробігу значних змін зовнішнього вигляду сайленблоків і змін розмірів правого й лівого амортизаторів не виявлено. Витоків рідини з резервуарів не виявлено.

Виміри зношування сполучень здійснювали спеціально розробленому пристосуванням із циліндричним щупом і мікрометром МК 25-1. Оскільки традиційно правий амортизатор зношується швидше лівого за рахунок ряду негативних факторів, таких як, наприклад, поперечні нерівності дороги, наїзд правим колесом на узбіччя й ін., то порівняння зношування проводилося саме по правому амортизатору.

Зміна технічного стану стандартного сайленблока оцінювався по % руйнування площі гумової втулки, а пропонованого в ремонтному комплекті – за значенням ходу болта підтискання металеві втулки для компенсації виникаючого зазору в сполученні підшипника. Граничні значення структурних параметрів технічного стану порівнянних сайленблоків визначені методами математичної статистики по фактичних станах.

При пробігу 130 тис. км відбувся розрив гумової втулки сайленблока правого амортизатора й зношування в спряженні склав 1,5 мм. Подальша експлуатація стала неможлива. Зношування сполучень у сайленблоків лівого й правого амортизаторів з ремонтними комплектами представлений на рис. 3.15.

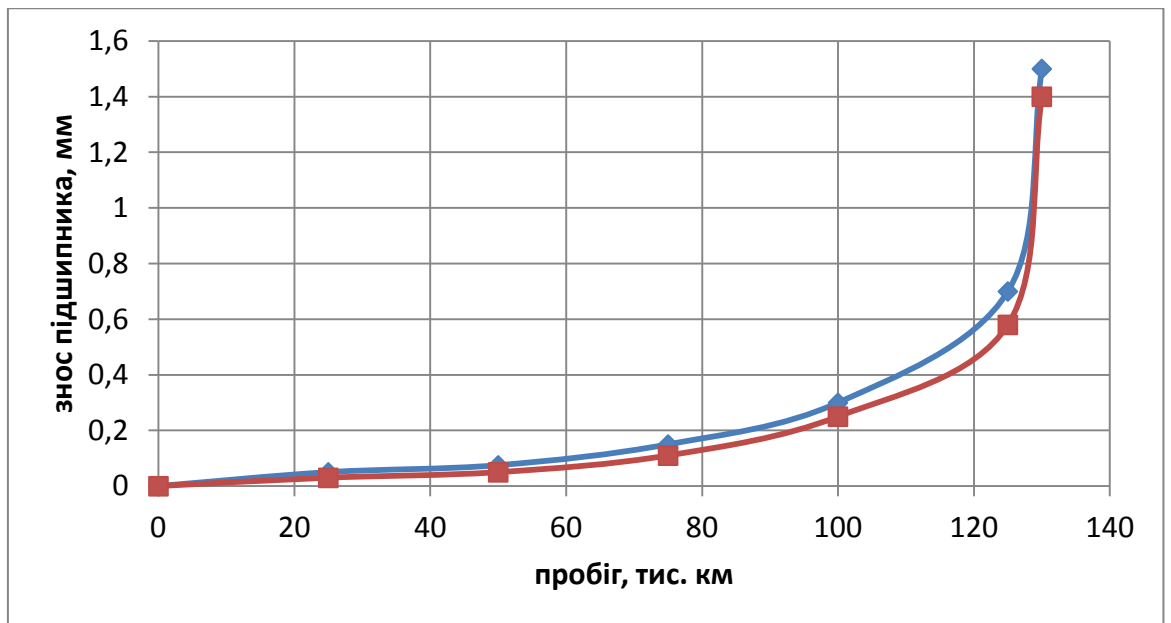


Рис. 3.15. Графіки зміни технічного стану сайленблоків правого й лівого амортизаторів від пробігу автомобіля

Оскільки традиційно правий амортизатор зношується швидше лівого за рахунок ряду негативних факторів, таких як, наприклад, поперечні нерівності дороги, наїзд правим колесом на узбіччя й ін., те порівняння зносів стандартного й інноваційного сайленблоків проводилося саме по правому амортизатору.

Зношування стандартного амортизатора оцінювалося по % руйнування площі гумової втулки.

Порівняльна характеристика зміни стандартного й удосконаленого сайленблоків правих амортизаторів (найменш довговічних) у залежності від пробігу автомобіля представлена – на рис.3.16.

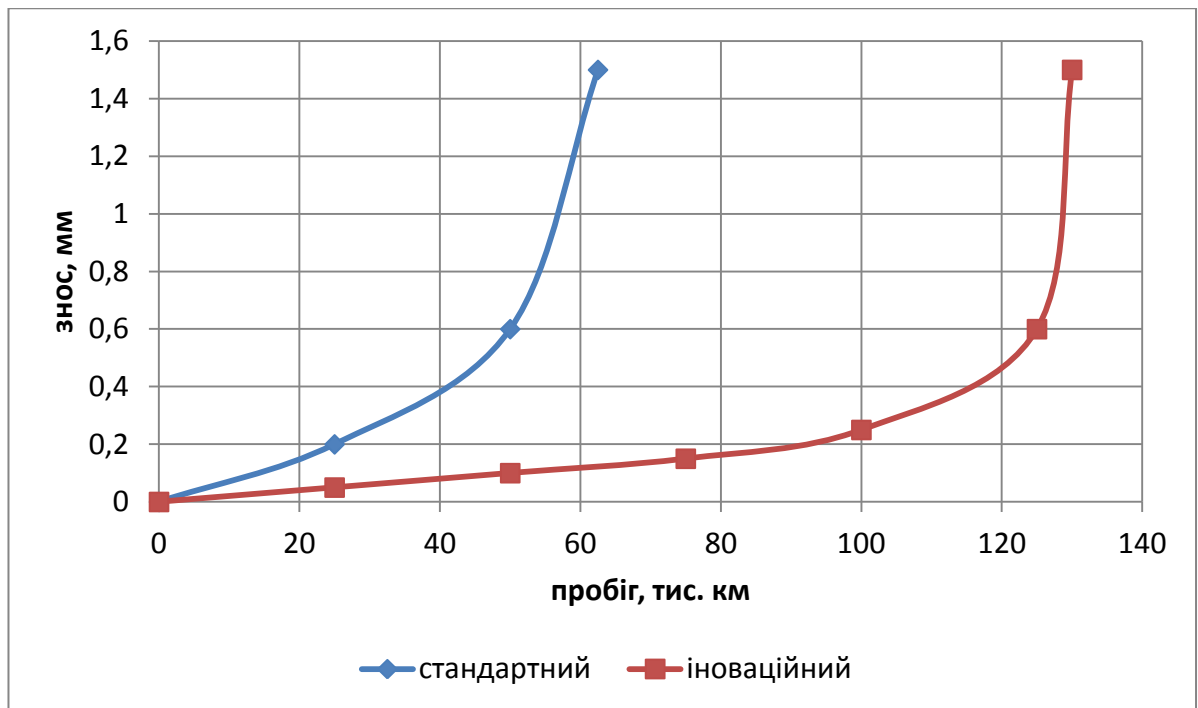


Рис. 3.16. Графіки зміни технічного стану сайленблоків правих амортизаторів від пробігу автомобіля

(1 - стандартний правий, 2 - інноваційний правий)

Встановлено (див рис. 3.16), що стандартний амортизатор [25] у середньому має наробіток до відмови 68-70 тис. км. Ресурс автомобілів з ремонтними комплектами становив від 115 до 130 тис. км.

При сполученні графіків для стандартних і вдосконалених правих амортизаторів видно, що для всіх амортизаторів залежність зношування від пробігу, граничне зношування вдосконалених амортизаторів настає набагато пізніше. Довговічність пропонованих сайленблоків амортизатора в 1, 5...2 рази вище, чим стандартний.

3.6. Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів

Інноваційні ремонтні комплекти можуть містити підшипники ковзання як з конічними, так і із циліндричними пружинними вкладками.

Необхідна точність виготовлення традиційної посадки вимагає використання високоточного встаткування й дорогого інструмента, що економічно не вигідно для виготовлення пружинного вкладиша деталей, що й сполуча-

ються з ним. Тому було запропоновано виконати пружинний вкладиш конічним, а інші поверхні, що сполучаються з ним, деталей – циліндричними.

Світлини зношених деталей підшипникового вузла хрестовини зі слідами «неправильного бринелювання» представлено на рис. 3.17. Удосконалена хрестовина автомобіля ВАЗ «Нива» – на (рис. 3.18).



Рис. 3.17. Зовнішній вигляд зношених деталей підшипникового вузла хрестовини

а) – обойма підшипника; б) – цапфа хрестовини



Рис. 3.18. Удосконалена хрестовина автомобіля ВАЗ «Нива»

Ремонтні комплекти із пружинними вкладишами (замість голок) хрестовини класичних моделей автомобілів ВАЗ представлені на фото, (рис. 3.18).

У моїй роботі об'єктом дослідженням був задній амортизатор автомобіля ВАЗ (рис. 3.19.).

У конструкцію поршня амортизатора внесені зміни, що стосуються поршневого кільця, виконаного по типу гвинтової циліндричної пружини з підгорнутими витками. Матеріал такого кільця – дріт квадратного перетину зі сталі 65Г обміднена.

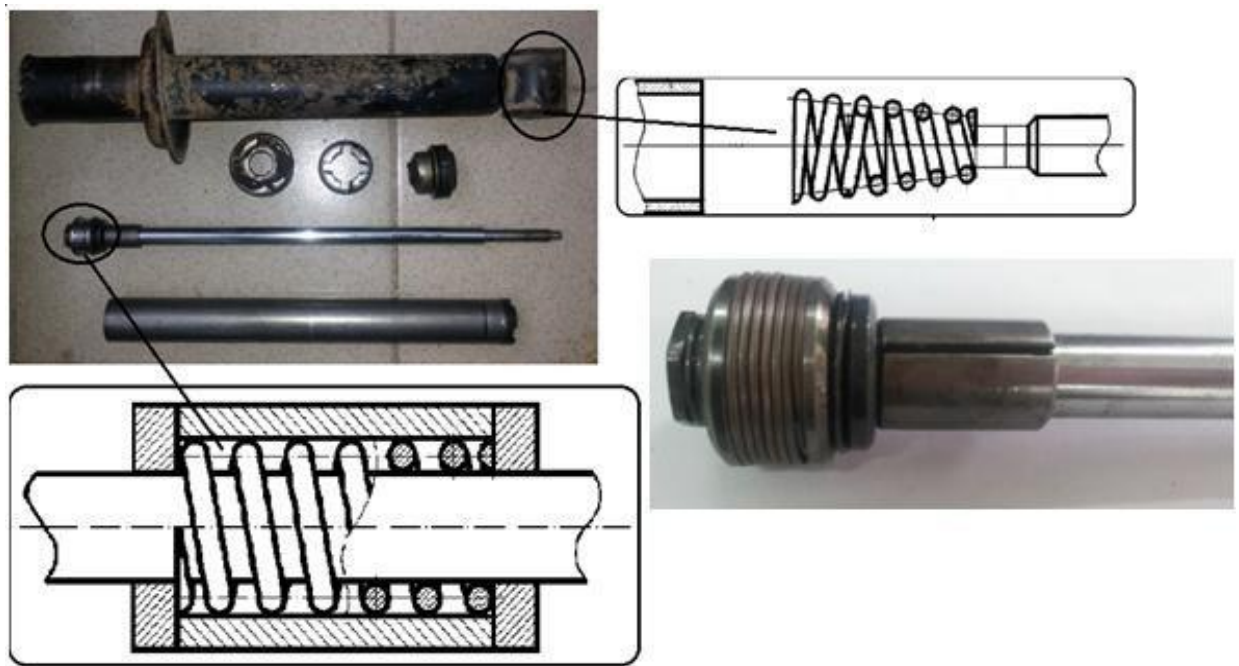


Рис. 3.20. Задній амортизатор автомобіля ВАЗ:
ремонтний комплект поршня з ущільненням із гвинтової циліндричної пружини квадратного перетину з підгорнутими витками

3.7. Висновки

Експериментально підтверджена перевага конічного пружинного вкладиша підшипника ковзання сайленблока амортизатора перед підшипником із циліндричним вкладишем.

Конічний пружинний вкладиш підшипника сайленблока дозволяє стабільно одержувати необхідний натяг у сполученнях з меншими економічними витратами на точність виготовлення деталей підшипника.

Отримані експериментальні залежності зусилля стиску й відбою на штоку вдосконаленого амортизатора ($P_{ст}$, $P_{від}$) від швидкості переміщення ($V_1 = 0,25$ м/с, $V_2 = 0,34$ м/с) і температури амортизатора ($t = +7$ С°, $t = +45$ С°), а також залежності, отримані в результаті стендових випробуванні амортизаторів показали, що характеристики вдосконаленого амортизатора перевершують характеристики нового стандартного амортизатора на 9,4%.

У сукупності вдосконалювання амортизатора зводиться до зміни конс-

трукції поршневого вузла й сайленблока, що сприяє збільшенню строка служби амортизатора в цілому приблизно в 1,5... 2 рази.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Стан охорони праці на підприємстві

За стан охорони праці на СТО відповідає керуючій станцією технічного обслуговування. Він створює безпечні умови праці згідно закону України про працю [26]. Так як ПП СТО "ДнепрАвтоСервіс" має не тільки станцію технічного обслуговування, а і магазин запасних частин та витратних матеріалів (авто хімія, масла, мащення та інше) і окрім ремонту різномарочних автомобілів, являється авторизованим сервісним центром мікроавтобусів Mercedes-Benz Sprinter на підприємстві надається багато уваги питанням охорони праці. Магазин оснащено установками для створення мікроклімату, робітники працюють у фірмовому спец. одязі. На складах де зберігається обладнання та запасні частини організовано спеціальну систему зберігання та видачі продукції, яка до мінімуму зменшує втручання працівників.

На лінії з обслуговування мікроавтобусів Mercedes-Benz Sprinter теж у більшості випадків дотримуються правил охорони праці.

На підприємстві постійно проводяться навчання по охороні праці згідно ДНАОП 0.00-4.12-99 [26, 27] так як постійно надходить нове обладнання і для правильного його експлуатування необхідно не тільки вміти на ньому працювати, а ще й навчати клієнтів.

Підприємство забезпечено всіма необхідними методичними розробками по охороні праці, плакатами та брошурами і має кабінет з охорони праці який облаштовано згідно наказу №191 "Типового положення про кабінет охорони праці" [28].

Порушення правил охорони праці суворо карається (від вирахування з заробітної платні до звільнення).

Спеціаліст з охорони праці на підприємстві працює за сумісництвом. СТО знаходиться на території АТП 11263 і тому залучають до роботи спеціаліста з охорони праці з відділу охорони праці АТП.

Як зазначалось вище, підприємство знаходиться на території АТП 11263 і орендує частину боксів в яких проводяться ремонти бюджетних автомобілів в основному виробництва СНД. Нажаль стан охорони праці на цій лінії суттєво відрізняється на лінії з ремонту мікроавтобусів. Тут використовується застаріле обладнання (в основному орендоване у АТП), працюють слюсарі з низькою кваліфікацією і тому інколи трапляються травми та аварійні ситуації. Дуже погана вентиляція (не відповідає вимогам ДСН 3.3.6.042-99 [29]) і якщо в літній період відкривають ворота боксу і провітрюють то в холодну пору року в приміщення потрапляють вихлопні гази.

Аналізуючи стан охорони праці підприємства можна зробити висновок, що рівень досить високий але асортимент продукції постійно змінюється і тому треба постійно контролювати рівень підготовки працівників.

4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонту ходової частини автомобіля

Так як ремонт ходової частини виконують в орендованому боксі виникають певні незручності в роботі які не можливо усунути без дозволу власника.

Так на ділянці є проблеми з дахом і він потребує ремонту, стіни вкриті кахелем але в деяких місцях він по відклеювався.

Найбільший шкідливий фактор у боксі з ремонту ходової частини автомобілів та їх підвіски це відсутність примусової вентиляції, і коли автомобіль заїжджає чи виїжджає з боксу або є необхідність роботи двигуна, вихлопні гази потрапляють в середину приміщення. Робітники одягають на вихлопну трубу гофру і виводять її на зовні але цього не достатньо і частина вихлопних газів все одно потрапляє в бокс. Також бокс розраховано на ремонт

легкових автомобілів (у орендованій частині), а поруч бокс де ремонтують вантажівки і гази все одно потрапляють у приміщення.

Тому першочергове завдання для поліпшення умов праці це організація примусової вентиляції приміщення та облаштування місцевої витяжної вентиляції.

4.3. Заходи по забезпеченню захисту працівників від дії шкідливих та небезпечних факторів

Для поліпшення усунення потрапляння вихлопних газів у приміщення мною запропоновано впровадження локальної витяжної вентиляції.

4.3.1. Розрахунки кількості відпрацьованих газів

Розрахунки кількості відпрацьованих газів, що виділяються при роботі двигуна автомобіля Камаз-55111, виконаємо для двох режимів роботи [30]:

- при роботі на максимальних обертах;
- робота в режимі холостого ходу.

Визначимо теоретичну кількість повітря, необхідну для згорання 1 кг дизельного палива

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) \quad , \quad (4.1)$$

де C, H й O - складові дизельного палива ($C = 0,87$ кг/кг пал.; $H = 0,126$ кг/кг пал.; $O = 0,004$ кг/кг пал.).

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,45 \text{ кг/кг пал.}$$

Режим роботи двигуна на максимальних обертах

Визначимо розрахункову кількість повітря, необхідного для згорання 1 кг дизельного палива

$$L_{\max} = L_0 \cdot \alpha_{\max} ,$$

(4.2)

де α_{\max} - коефіцієнт надміру повітря на максимальних обертах, $\alpha_{\max} = 1,5$

$$L_{\max} = 14,45 \cdot 1,5 = 21,68 \text{ кг/кг пал.}$$

Годинна витрата палива

$$G_{m.\max} = g_{e.\max} \cdot N_{e.\max} ,$$

(4.4)

де $g_{e.\max}$ - питома витрата палива, $g_{e.\max} = 178 \text{ г/г.с год}$;

$N_{e.\max}$ - потужність двигуна, $N_{e.\max} = 220 \text{ г.с}$.

$$G_{m.\max} = 178 \cdot 220 \cdot 10^{-3} = 39,16 \text{ кг/г.}$$

Годинна витрата повітря

$$G_{\epsilon.\max} = L_{\max} \cdot G_{m.\max} = 21,68 \cdot 39,16 = 849 \text{ кг/г.}$$

(4.5)

Годинна витрата паливоповітряної суміші

$$G_{m.e.\max} = G_{m.\max} + G_{e.\max} = 39,16 + 849 = 888,16 \quad \text{кг/Г.}$$

(4.6)

Кількість свіжого повітря визначимо по формулі

$$M_1 = \alpha_{\max} \cdot L_0,$$

(4.7)

де L_0 - об'єм повітря який потрібен для згоряння одного кілограму дизеля, кмоль/кг.

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \quad \text{кмоль/кг}$$

(4.8)

$$M_1 = 1,5 \cdot 0,495 = 0,7425 \quad \text{кмоль/кг.}$$

Визначимо кількість окремих компонентів продуктів згоряння при обраному $\alpha_{\max} = 1,5$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \quad \text{кмоль/кг;}$$

(4.9)

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \quad \text{кмоль/кг;}$$

(4.10)

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha_{\max} \cdot L_0 = 0,79 \cdot 1,5 \cdot 0,495 = 0,5866 \quad \text{кмоль/кг;}$$

(4.11)

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha_{\max} - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,495 = 0,052 \quad \text{кмоль/кг.}$$

(4.12)

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} ;$$

(4.13)

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,5866 + 0,052 = 0,7741 \quad \text{кмоль/кг.}$$

$$\beta = 0,7741 / 0,7425 = 1,04 .$$

Визначимо щільність відпрацьованих газів. Ухвалюємо $\rho_{o.z} \approx \rho_{возд} .$

Щільність повітря визначимо з рівняння Менделєєва-Клайперона

$$PV = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T .$$

(4.14)

$$V = \frac{m}{\rho} .$$

(4.15)

$$\rho = \frac{M \cdot P}{R \cdot T} ,$$

(4.16)

де P - атмосферний тиск, $P = 0,1$ МПа;

M - молярна маса повітря, $M = 29 \cdot 10^{-3}$ кг/моль;

R - універсальна газова постійна, $R = 8,31$ Дж моль/ К;

T - температура повітря. Температура газів, що $t = 50^{\circ}\text{C}$.

$$\rho = \frac{29 \cdot 10^{-3} \cdot 10^5}{8,31 \cdot (273 + 50)} = 1,08 \text{ кг/м.}^3$$

$$V_{o.z.max} = \frac{888,16 \cdot 1,04}{1,08} = 855,03 \text{ м}^3 / \text{г.}$$

Робота двигуна на холостому ході розраховується за такою ж методикою.

Кількість відпрацьованих газів, при роботі двигуна на максимальних обертах значно більше, чим при роботі в режимі холостого ходу $V_{o.z.max} = 855,03 \text{ м}^3/\text{г} > V_{o.z.x.x} = 452,12 \text{ м}^3/\text{г}$. Вибір котушки для видалення вихлопних газів робимо за умовою максимальних обертів двигуна.

Вибір устаткування для видалення вихлопних газів

Згідно з отриманими розрахунками кількість відпрацьованих газів при роботі двигуна на максимальних обертах становить $855,03^3 \text{ м/г}$. Для зручності застосування котушки на два паралельні пости, зона досяжності шланга котушки повинна становити не менш 4,5 м. Висота закріплення котушки – 4,7 м. Необхідним параметрам відповідає котушка для видалення вихлопних газів SERF-150-7.5/SP (підприємство ТОВ "Сибклим")

Технічна характеристика:

Діаметр витяжного шланга, мм – 150;

Довжина шланга, м – 7,5;

Витрата повітря, м/ч³ – 1080;

Потужність електродвигуна, кВт – 0,75;

Живлення, В – 380;

Частота обертів, об/хв – 2800;



Рис. 4.1 – Витяжна котушка SERF-150-7.5/SP Маса, кг – 84.

Таблиця 1.2 – Комплектуючі для складання повітровода

Найменування комплектуючого	Кількість, од
Повітровід ДУ 200	19,5 м
Перехідник ДУ 200-150	1
Врізання	1
Зонд	1
Заглушка повітроводу	1
Відвід	3
Ніпель	7

4.4. Дії у разі настання надзвичайної ситуації

Аварійні й надзвичайні ситуації, які можуть виникати на СТО, не вимагають обов'язкового оповіщення як населення так і відповідальних органів. Якщо одна з розглянутих ситуацій виникає на об'єкті, необхідно діяти по інструкціях, розроблених відповідно до встановлених норм і правилами й з дотриманням порядку їх усунення й ліквідації.

Падіння автомобілів з підйомника є однією з основних небезпек при експлуатації підйомників. На підприємстві використовується підйомник двухстійковий П-133.

Основними причинами аварійної ситуації, пов'язаної з падінням автомобіля з підйомника, є:

- помилка в роботі персоналу;
- недотримання режиму експлуатації обладнання;
- несправність елементів системи.

Пропонується наступний комплекс заходів щодо запобігання аварійної ситуації, пов'язаної з падінням автомобіля з підйомника :

- періодичне технічне обслуговування підйомника:
 - часткового не рідше одного разу в 3 місяця, повного не рідше одного разу в рік;
 - проведення технічної перевірки після ремонту підйомника;
 - проведення експертного обстеження підйомника, що відробив нормативний термін служби згідно НПАОП 0.00-1.62-12 [31];
 - періодичні огляди підйомника проводити кожну робочу зміну: перед початком зміни перевірити роботу підйомника;
 - проведення навчання й атестації працівників під час первинного й повторних або цільових інструктажів;
 - проведення перевірки знань обслуговуючого персоналу;
 - а) періодична перевірка, не рідше одного разу в 12 міс;
 - б) при переході працівника на інше місце роботи;
 - в) на вимогу начальника виробництва;
 - розробка технічної документації, що регламентує безпечні способи й методи ведення робіт.

4.5. Висновок

Проведений аналіз стану охорони праці вказав на відсутність системи вентиляції та використання на деяких операціях застарілого обладнання. Розроблено систему місцевого видалення вихлопних газів та заходи при виникненні аварійної ситуації у вигляді падіння автомобіля з підйомника.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виконана робота є дослідженням спрямованим на розробку способів підвищення довговічності підвіски автомобілів.

Практичним результатом роботи є розробка конструкції амортизатора з демпфуючою втулкою, за допомогою якого знижується навантаження на амортизатор, що в свою чергу подовжує термін роботи останнього на 45...50 %.

Техніко - економічне обґрунтування результатів виконаних досліджень містить у собі наступні етапи:

- виявлення прогресивності рішення;
- вибір базисного варіанта ;
- розрахунок економічної ефективності.

Впровадження в практику амортизаторів з демпфуючою пружиною значно подовжує строк служби гальмівного механізму, а саме головне підвищує безпечність автомобіля так як згідно [23] 40 % ДТП трапляються із-за відмови ходової частини автомобіля.

Для порівняння ефективності запропонованої конструкції амортизатору з існуючими як базовий варіант, прийнятий амортизатор автомобіля ГАЗ 3302 виробництва MANDO CORPORATION, SEOUL Корея. Конструкція й принцип роботи механізму типові, для більшості амортизаторів, що використовуються на даний час.

Економічна ефективність від впровадження у виробництво розробленого методу подовження довговічності підвіски обумовлена наступними факторами:

- зниженням собівартості ремонту амортизатору внаслідок зниження поточних витрат;

- зниженням коефіцієнта питомих капітальних вкладень;
- підвищенням строку служби амортизатору з 50000 км пробігу до 95000 ... 100000 км пробігу.

Річний економічний ефект від впровадження результатів дослідження відповідно до методики [24] може бути розрахований по формулі :

$$E = A_n \cdot [(C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)],$$

(5.1)

де A_n - кількість ремонтів амортизаторів автомобілів на рік;

C_1, C_2 - собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля при базовій і новій технології;

K_1, K_2 - питомі капітальні витрати при впровадженні базового і нового варіанту ремонту;

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності $E_n = 1,15$.

Розрахунок річного економічного ефекту виконаємо для випадку ремонту амортизаторів на СТО "ДнепрАвтоСервіс" (число автомобілів ГАЗ 3302, що обслуговуються не перевищує 100...150 одиниць на рік).

Собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля визначається по формулі:

$$C = C_z + C_e + C_m + C_{in},$$

(5.2)

де C_z - витрати на основну й додаткову заробітну плату робітників;

C_e - вартість витраченої енергії;

C_m - вартість допоміжних матеріалів;

C_{in} - інші грошові витрати.

Витрати на основну й додаткову заробітну плату визначимо виходячи із трудомісткості процесу ремонту й кваліфікаційного складу робітників, за-

йнятих при цьому. Трудомісткість ремонту 4 х амортизаторів одного автомобіля при базовій технології становить 4,6 люд. год.

При використанні розробленої технології до трудомісткості додається ще й процес встановлення пружинної втулки, що становить для 4 амортизаторів 0,4 люд. год. Тобто при новій технології трудомісткість ремонту складе 5 люд. год.

Годинна тарифна ставка слюсаря 4-го розряди дорівнює 85 грн., а отже з врахуванням 40 % преміальних, витрати на заробітну плату робітників розраховуємо як:

$$Cз б = (Тгод \cdot Троб. баз) \cdot 1,4 = (4,6 \cdot 85) \cdot 1,4 = 547,4 \text{ грн.} \quad (5.3)$$

$$Cз пр = (Тгод \cdot Троб. пр) \cdot 1,4 = (5 \cdot 85) \cdot 1,4 = 595 \text{ грн.} \quad (5.4)$$

де $T_{год}$ – годинна тарифна ставка, грн.

$T_{роб.}$ – трудомісткість виконання робіт, люд. год.

Вартість витраченої енергії визначимо множенням потужності приводного двигуна на тривалість робіт з використанням електроприладів. Електроенергія витрачається на розбирально-складальні роботи для базової технології на проточування канавок та на шліфування для нової і розраховується по формулі:

$$P_{баз} = (P_{роз-ск} \cdot T_{р.}) \cdot 4 = (1,2 \cdot 0,3) \cdot 4 = 1,44 \text{ кВт.} \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} P_{пр} &= ((P_{роз-ск} + P_{верстату}) \cdot (T_{р} + T_{вер})) \cdot 4 = \\ &= ((1,2 + 10) \cdot (0,3 + 0,06)) \cdot 4 = 16,12 \text{ кВт.} \end{aligned} \quad (5.6)$$

де $P_{верстату}$ – потужність розточного та шліфувального верстатів, кВт;

Рроз-ск – потужність розбирально-складальних робіт (прес, гайковерт), кВт;

Твер. – трудомісткість верстатних робіт, люд. год.;

Тр – трудомісткість розбирально-складальних робіт, люд. год.

Отже вартість витраченої енергії при ремонті одного автомобіля складе:

$$\text{Сел. базова} = \text{Рбаз} \cdot \text{Цел} = 1,44 \cdot 3,26 = 4,7 \text{ грн.} \quad (5.7)$$

$$\text{Сел. пр} = \text{Рпр} \cdot \text{Цел} = 16,12 \cdot 3,26 = 52,6 \text{ грн.} \quad (5.8)$$

де Цел – ціна одного кіловату електроенергії, грн.

Вартість допоміжних матеріалів при ремонті амортизаторів при базовому варіанті визначається в основному вартістю ущільнень та масла і газу. Як правило це 126 грн на 1 амортизатор, тобто на комплект 4 шт. 504 грн. при проектному варіанті додаються витрати на пружинну втулку (4 шт 144 грн) тобто вартість матеріалів проектної технології складе 648 грн.

Інші грошові витрати становлять орієнтовно 10% від витрат на основну й додаткову заробітну плату:

$$\text{Сін. баз.} = \text{Сз. баз} \cdot 0,1 = 547,4 \cdot 0,1 = 54,7 \text{ грн.} \quad (5.9)$$

$$\text{Сін. пр.} = \text{Сз. пр} \cdot 0,1 = 595 \cdot 0,1 = 59,5 \text{ грн.} \quad (5.10)$$

Таким чином, собівартість ремонту амортизаторів одного автомобіля дорівнює:

$$\text{Сбаз} = 547,4 + 4,7 + 504 + 54,7 = 1110,8 \text{ грн.}$$

$$\text{Спр} = 595 + 52,6 + 648 + 59,5 = 1355,1 \text{ грн.}$$

Але амортизатори міняються в середньому при пробігу 50000 км, тобто 0,9 рази на рік так як річний пробіг становить 45000 км..

тобто

$$45000 / 50000 = 0,9.$$

Тоді:

$$\text{Сбаз. річна} = \text{Сбаз} \cdot 0,9 = 1110,8 \cdot 0,9 = 999,7 \text{ грн. рік.} \quad (5.12)$$

$$\text{Спр. річна} = \text{Спр} \cdot 0,45 = 1355,1 \cdot 0,45 = 609,8 \text{ грн. рік.} \quad (5.13)$$

При проектній технології строк служби амортизаторів подовжено на 50 % тобто він становить 100000 км, а значить ремонту за рік підлягатиме 0,45 % автопарку.

Питомі капітальні витрати на ремонт амортизаторів одного автомобіля можуть бути розраховані по формулі:

$$K = \frac{B}{An \cdot t},$$

(5.14)

де В - капітальні вкладення при впровадженні базового й нового варіантів; орієнтовно $B_1 = 66000,0$ грн. (вартість розбирально - складального та заправочного обладнання); $B_2 = 68200,0$ грн. (до базового додається вартість пристосування для навивки пружини);
An- кількість ремонтів амортизаторів автомобілів на рік;
t - термін служби обладнання (10 років).

В результаті питомі капітальні вкладення при впровадженні базового й нового обладнання відповідно рівні:

$$K_{\delta} = \frac{66000}{100 \cdot 10} = 66 \text{ грн.}$$

$$K_{np} = \frac{68200}{100 \cdot 10} = 68,2 \text{ грн.}$$

Підставляючи отримані дані у формулу (5.1) визначимо річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень:

$$E = 100 [(999,7 + 1,15 \cdot 66,0) - (609,8 + 1,15 \cdot 68,2)] = 38730,0 \text{ грн. на 100 авто.}$$

Строк окупності капітальних вкладень:

$$T = \frac{B_2}{E} = \frac{68200,0}{38730,0} = 1,8 \text{ років}$$

(5.15)

Результати техніко-економічної оцінки роботи наведено в таблиці 5.1

Таблиця 5.1- Результати техніко-економічної оцінки роботи

Найменування показника	Значення показника	
	Базовий	проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Вузол	Підвіска	Підвіска
Програма ремонту, автомобілів	100	100
Розряд слюсаря	4	4
Потужність установок, кВт.	1,44	16,12
Трудомісткість ремонту, люд.-год.	4,6	5
Капіталовкладення, грн.	66000,0	68200,0
Поточні витрати на один автомобіль, грн. (на строк експлуатації)	1110,8	1355,1

- основна та додаткова заробітна плата, грн.	547,4	595
- вартість витраченої електроенергії, грн.	4,7	52,6
- вартість допоміжних матеріалів, грн. (робоча рідина стенду)	504	648
- інші витрати, грн.	54,7	59,5
Собівартість ремонту з перерахунком на річну експлуатацію), грн.	999,7	609,8
Питомі капіталовкладення на ремонт гальмівної системи, грн.	66,0	68,2
Річний економічний ефект, грн.	-	38730,0
Термін окупності капіталовкладень, років	-	1,8

Висновок. У такий спосіб річний економічний ефект від впровадження технології ремонту амортизаторів становить 38730,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень вирішене актуальне наукове завдання, що полягає в підвищенні експлуатаційної довговічності елементів підвіски автомобілів і зниженні витрат на підтримку її працездатності шляхом застосування інноваційних ремонтних комплектів, що містять підшипники ковзання з конічними пружинними вкладишами в сайленблоках і циліндричні пружинні вкладиші в поршневих спряженнях.

2. Теоретично обґрунтовані й розроблені інноваційні ремонтні комплекти, що містять удосконалені сайленблоки й поршневі спряження амортизатора, а також розроблена методика їх розрахунків.

3. Експериментальні дослідження швидкісних і робочих характеристик амортизатора з удосконаленим поршневим пружинним циліндричним ущільненням показали, що при швидкості 0,25 м/с зусилля на штоку амортизатора склало 608,9 Н (на 9,4% більше, чим у стандартного амортизатора) із збереженням усіх інших нормативних вимог. Експлуатаційними дослідженнями встановлене, що ресурс інноваційного сайленблока 1, 5...2 рази перевищує ресурс стандартного.

4. Визначені параметри експонентної залежності зміни технічного стану сайленблоків амортизаторів від пробігу автомобіля й запропоновані математичні моделі характеристик пружинних конічних і циліндричних вкладишів сайленблоків амортизаторів, на підставі яких здійснюється вибір найбільш прийняттого підшипника. Доведене переваги підшипника з конічним пружинним вкладишем, який був запропонований для нової технології відновлення працездатності вузлів підвіски автомобілів інноваційними ремонтними комплектами.

5. Розроблені практичні рекомендації застосування інноваційних ремонтних комплектів, що дозволяють знизити витрати на обслуговування й підвищать експлуатаційну довговічність елементів підвіски.

6. Розроблено заходи з охорони праці.

7. Проведена техніко-економічна оцінка роботи вказує на її доцільність так як річний економічний ефект від впровадження технології ремонту амортизаторів становить 38730,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. – 208 с.
2. Ремонт машин та обладнання: підручник для вищих навчальних закладів / [Дирда В.І., Мельянцов П.Т., Калганков, Є.В. та ін.]. – Дніпропетровськ: Журфонд, 2015. – 292 с.
3. Бутенко В.Г. Ремонт машин в АПК України: Організація, проектування, оптимізація: навчальний посібник / Бутенко В.Г. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 1997 р., 159 с.
4. Канарчук В.Е., Лудченко О.А., Чигиринець А.Д. експлуатаційна надійність автомобілів: Підручник: у 2 ч., 4 кн. – К.: Вища шк., 2000. – Ч. 1: кн.1.
5. Ресурс деталей подвески – «до износа» или «до отказа»? [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.autocentre.ua/ua/opyt/tehnologii/resurs-detaley-podveski-do-iznosa-ili-do-otkaza-79227.html>.
6. Калганков Е.В. Расчет долговечности резиновых футеровок шаровых рудоразмольных мельниц с учетом старения резины / Калганков Е.В. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб . наук . Праць , Ін- т геотехнічної механіки ім. М .С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2013. – No 113. С. 181–202.
7. Пятков К.Б. Автомобили ВАЗ-2108, -2109. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту / К.Б. Пятков, А.П. Игнатов, С.Н. Косарев и др. – М.: Изд-во: За рулём, 1999. – 224 с.
8. Звягин А.А. Автомобили ВАЗ: изнашивание и ремонт / А.А. Звягин, М.А. Масино, А.М. Мотин, Б.В. Прохоров; под общ. ред. А.А. Звягина. - Л.: Политехника, 1991. – с. 225, ил.

9. Звягин А.А. Автомобили ВАЗ (надёжность и обслуживание) / А.А. Звягин, Р.Д. Кислюк, А.Б. Егоров. - 2-е изд., стереотип. - М.: Металлургия, 1982. – 500 с.
10. Калганков, Є. В. "Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Калганков, Є. В. // Гео-технічна механіка 108 (2013): 133-142.
11. Надійність сільськогосподарської техніки: підручник / М. І. Черно-вол, В. Ю. Черкун. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Кіровоград : КОД, 2010. – 320 с.
12. Чабанний В.Я. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ В.Я. Ча-банний. - Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. - 720 с.
13. Савельев В. В. Совершенствование автосервиса интенсификацией профилактической стратегии: На примере переднеприводных автомобилей ВАЗ : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.22.10 / Савельев Владимир Викторович Волгогр. гос. техн. ун-т. - Волгоград, 2005. - 163 с.
14. Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо- та зернозби-ральних комбайнів в умовах експлуатації // Вісник наук. пр. Вип. 2. – Дніп-ропетровськ: Державний аграрний університет, 2008 – 280 с.
15. Позняк М. В. Інформація про надійність автомобілів та її аналіз. Збирання та обробка інформації / М. В. Позняк. // КТУ. – 2008. – С. 25.
16. Триботехніка. Курс лекцій / Д.П. Журавель, О.Ю. Новик, А.М. Бон-дар, К.Г. Петренко // Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. – 280 с.
17. Виноградов А.Н. Подшипники скольжения для возвратно-вращательного движения на основе новых трибологических принципов и эффектов / А.Н. Виноградов, В.Г. Куранов // Восстановление и упрочнение деталей машин: межвуз. науч. сб. - Саратов: СГТУ, 2003. – С.175-182.

18. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 322 с.
19. Кіндрачук М.В. Трибологія / М.В. Кіндрачук, В.Ф. Хабутель, М.І. Пашечко, Є.В. Корбут. – К.: Вид-во Національного Авіаційного університету «НАУ-друк», 2009. – 232 с
20. Польшер, Г. Основы трения и изнашивания [Текст]: Г. Польшер, Ф. Майсенер; пер. с нем. О.Н.Озерского; под ред. М.Н.Добычина. – М.: Машиностроение, 1984.
21. Кушалиев Д.К. Подшипники скольжения с пружинным вкладышем и область их применения / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Тяжелое машиностроение. 2012. № 10. С. 29-35.
22. Патент № 2499920. Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения Виноградов А.Н., Куранов В.Г., Куранов В.В., Кушалиев Д.К., Линьков Е.Д – 2013 г.
23. Патент № 201300682. Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения Виноградов А.Н., Куранов В.Г., Куранов В.В., Кушалиев Д.К., Линьков Е.Д – 2014 г.
24. AeroShell Fluid 1 is now AeroShell Turbine Oil 3 [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурса: <https://www.silmid.com/us/news/AeroShell-Fluid-1-is-now-AeroShell-Turbine-Oil-3/>.
25. Амортизатор задній 2108-099 (масляний) Demfi Драйв 2108-2915004-01 [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://avtoplastic.com/product/amortizator-zadnij-2108-099-maslanyj-demfi-drajv-2-sht-2108-2915004-01/>.
26. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. Нова редакція 2002 р.
27. ДНАОП 0.00-4.12-99. Типове положення про навчання з питань охорони праці (43063).

28. Наказ № 191 Державного комітету України по нагляду за охороною праці "Про затвердження Типового положення про кабінет охорони праці".

29. ДСН 3.3.6.042-99 „Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”.

30. Амбарцумян В.В. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. Учеб. пособие для вузов / В.В. Амбарцумян, В.В. Носов, В.И. Тагасов – М.: ООО - Научтехлитиздат, 1999. – 208 с. Библиогр.: с. 204 - 206.

31. НПАОП 0.00-1.62-12. Правил охорони праці на автомобільному транспорті (32443).

32. Вініченко І.І. Методичні рекомендації з економічного обґрунтування дипломних робіт для студентів факультету механізації сільського господарства / І.І Вініченко, А.О. Сітковська. Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2016. – 27 с.

33. Калганков Є.В. Методичні рекомендації до виконання і оформлення дипломних проектів ОС "Бакалавр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" і дипломних робіт ОС "Магістр" за спеціальністю 208 "Агроінженерія" / Калганков Є.В. – Д.: ДДАЕУ, 2021. – 36 с.

ДОДАТКИ

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра надійності і ремонту машин

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АГРЕГАТІВ МАШИН
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ**

Доповідач: Пеня М.Ю.

Керівник доц., д.т.н. Дирда В.І.

Мета роботи

Зниження витрат на обслуговування й забезпечення працездатності підвіски автомобілів шляхом заміни сайленблоків і поршневих з'єднань амортизаторів на ремонтні комплекти, що використовують нові принципи роботи трибоспряжень.

Задачі роботи

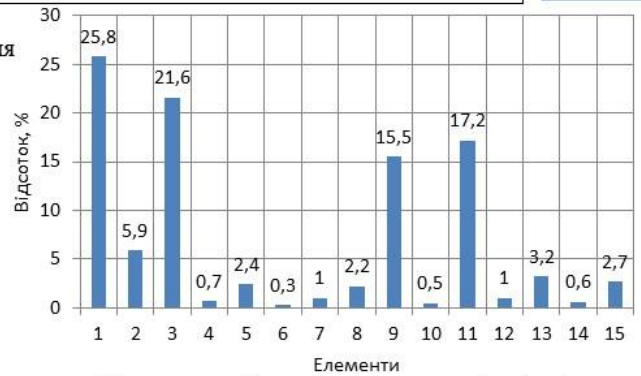
- провести аналіз конструкції підвісок та несправностей, що виникають в них, а також встановити їх вплив на надійність автомобіля в цілому;
- провести теоретичне обґрунтування можливості внесення конструктивних змін в будову амортизаторів і можливість їх ремонту заміною зношених деталей новим ремонтним комплектом;
- розробити методику експериментальних досліджень розробленого комплекту ремонтного комплекту поршнів і сайленблоків;
- провести експериментальні дослідження нового ремонтного комплекту пружинних поршньових і конічних вкладишів, а також визначити їх переваги;
- провести заходи з удосконалення охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- дати техніко – економічну оцінку ремонтного комплекту пружинних вкладишів.

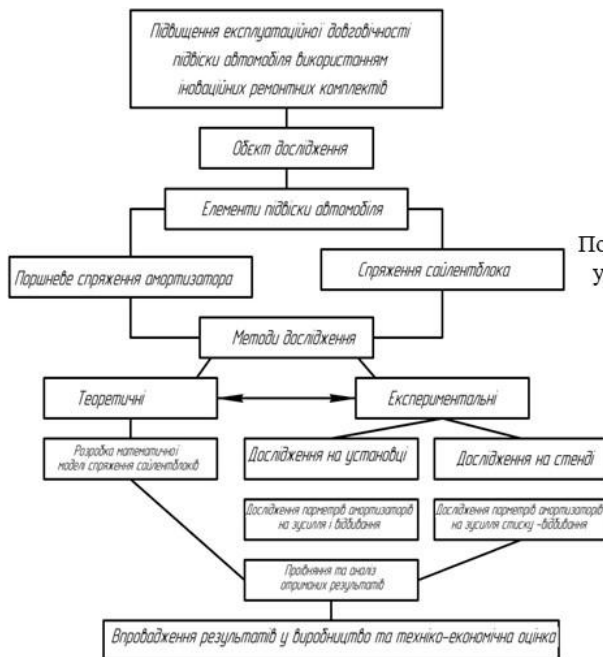
Аналіз відмов елементів підвіски

3

Розподіл повторюваності відмов основних елементів передньої й задньої підвісок і трудомісткість їх усунення

№	Найменування елемента	Повторюваність відмови, %	Питома трудомісткість, %
1	Стійка телескопічна	25,8	30,1
2	Опора верхня	5,9	7,1
3	Опора кульова	21,6	19,7
4	Розтяжк	0,7	0,2
5	Кронштейн розтяжки	2,4	0,7
6	Важіль поперечний	0,3	0,3
7	Стійка стабілізатора	1,0	0,1
8	Маточина передня	2,2	2,1
9	Підшипник передньої маточини	15,5	21,6
10	Кулак поворотний	0,5	0,7
11	Амортизатор задній	17,2	11,7
12	Маточина задня	1,0	0,4
13	Підшипник задньої маточини	3,2	2,5
14	Пружин	0,6	0,8
15	Інші	2,7	2,0





Експериментальні методи, використовувані для досліджень стандартного й удосконаленого амортизаторів



Поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою



Пружинний вкладиш на оправленні після круглого шліфування



Поршень у зборі з ущільнювальним обмінним пружинним вкладишем



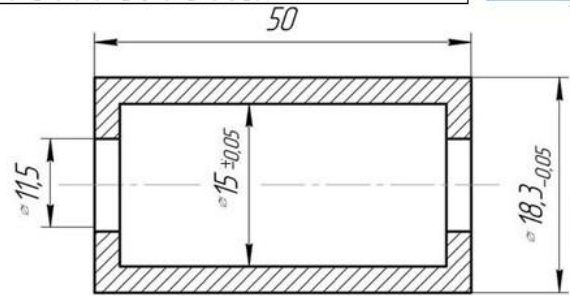
Експериментальна установка самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Конструктивно-технологічні зміни конструкції сайлентблока

5

У сайлентблоці амортизатора були зроблені наступні удосконалення:

1. Алюмінієву втулку у сайлентблока було розточено до розміру 18,3 мм, (рис. 1).
2. Виготовлена сталевая втулка, у якій була обрана порожнина для установки пружинного конічного вкладиша, (рис. 2).
3. Втулка запресована в сайлентблок.
4. Виготовлений конічний пружинний вкладиш.
5. Конічний пружинний вкладиш вкручується у втулку, тому, що втулка виконана з бортиками по внутрішньому діаметру.



Сталева втулка для пружинного конічного вкладиша



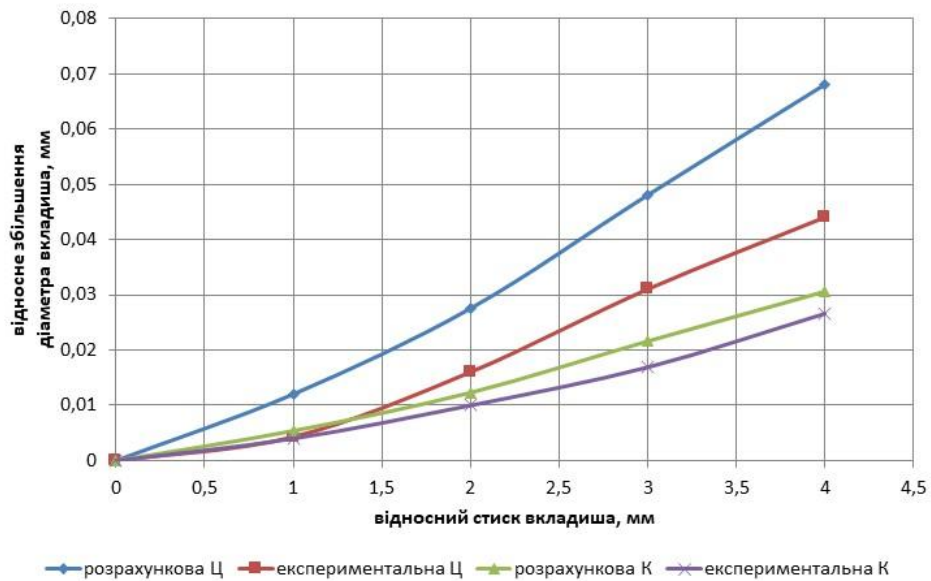
Розточений внутрішній діаметр
алюмінієвої втулки сайлентблока



Ремонтний комплект деталей для інноваційного сайлентблока: 1 – сайлентблок, 2 – конічний пружинний вкладиш, 3 – сталевая втулка

Дослідження різних типів вкладишів

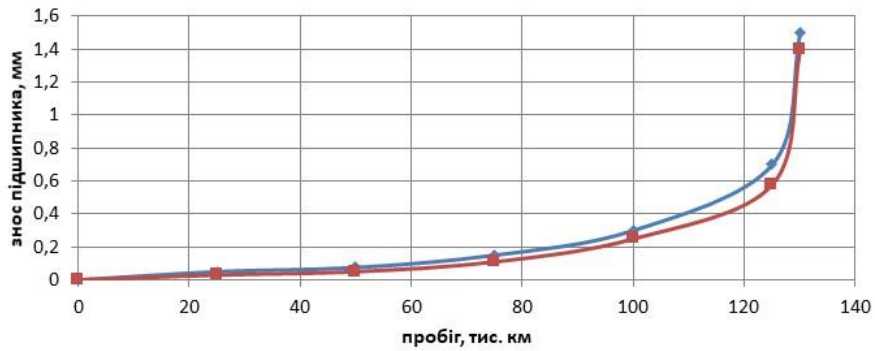
6



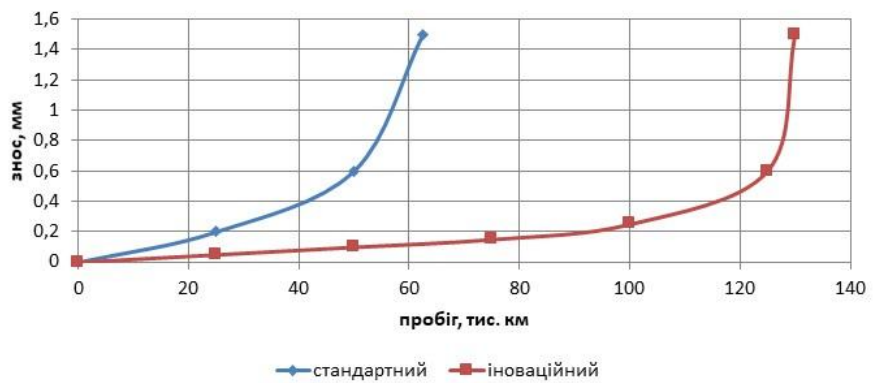
Порівняльні характеристики циліндричного й конічного пружинних вкладишів підшипника сайлентблока
0 - $\lambda = 0$, 1 - $\lambda = 0,4$, 2 - $\lambda = 0,8$, 3 - $\lambda = 1,2$, 4 - $\lambda = 1,5$

Порівняльні теоретичні та експериментальні дослідження

7

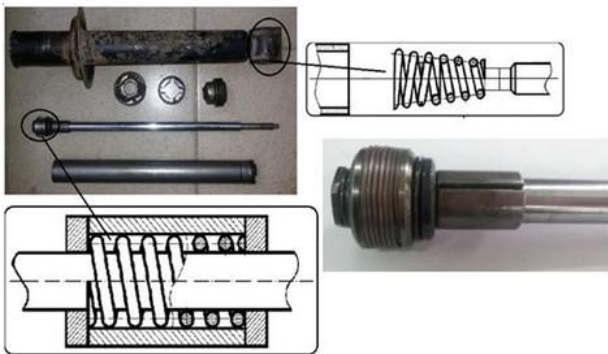


Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правого й лівого амортизаторів від пробігу автомобіля



Графіки зміни технічного стану сайлентблоків правих амортизаторів від пробігу автомобіля (1 - стандартний правий, 2 - інноваційний правий)

— стандартний — інноваційний



Задній амортизатор автомобіля :
ремонтний комплект поршня з ущільненням
із гвинтової циліндричної пружини
квадратного перетину з підгорнутими
витками



Зовнішній вигляд зношених деталей підшипникового
вузла хрестовини (бренелювання)
а) – обойма підшипника; б) – цапфа хрестовини



Удосконалена хрестовина
автомобіля ВАЗ «Нива»

Вихідні данні для розрахунку

Показник	Од. вим.	Значення	
		пмах	пхх
Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива	Кг/кг палив	14,45	
Розрахункова необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива	Кг/кг палив	21,68	72,25
Годинна витрата палива	кг/гр	39,16	6,6
Годинна витрата повітря	кг/гр	849	476,9
Годинна витрата паливної суміші	кг/гр	888,2	483,5
Коефіцієнт молекулярної зміни	-	1,04	1,01
Кількість відпрацьованих газів	м3/гр	855	452

Технічна характеристика

Діаметр витяжного шланга, мм – 150;
 Довжина шланга, м – 7,5;
 Витрата повітря, м/ч – 1080;
 Потужність електродвигуна, кВт – 0,75;
 Живлення, В – 380;
 Частота обертів, об/хв – 2800;



Витяжна котушка SERF-150-7.5/SP

Комплектуючі для складання повітроводу

Найменування комплектуючого	Кількість, од
Повітровід ДУ 200	19,5 м
Перехідник ДУ 200-150	1
Врізання	1
Зонд	1
Заглушка повітроводу	1
Відвід	3
Ніпель	7

Техніко-економічна оцінка роботи

10

Найменування показника	Значення показника	
	Базовий	проектний
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Вузол	Підвіска	Підвіска
Програма ремонту, автомобілів	100	100
Розряд слюсаря	4	4
Потужність установок, кВт.	1,44	16,12
Трудомісткість ремонту, люд.-год.	4,6	5
Капіталовкладення, грн.	66000,0	68200,0
Поточні витрати на один автомобіль, грн. (на строк експлуатації)	1110,8	1355,1
- основна та додаткова заробітна плата, грн.	547,4	595
- вартість витраченої електроенергії, грн.	4,7	52,6
- вартість допоміжних матеріалів, грн. (робоча рідина стенду)	504	648
- інші витрати, грн.	54,7	59,5
Собівартість ремонту з перерахунком на річну експлуатацію), грн.	999,7	609,8
Питомі капіталовкладення на ремонт гальмівної системи, грн.	66,0	68,2
Річний економічний ефект, грн.	-	38730,0
Термін окупності капіталовкладень, років	-	1,8

1. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень вирішене актуальне наукове завдання, що полягає в підвищенні експлуатаційної довговічності елементів підвіски автомобілів і зниженні витрат на підтримку її працездатності шляхом застосування інноваційних ремонтних комплектів, що містять підшипники ковзання з конічними пружинними вкладишами в сайлентблоках і циліндричні пружинні вкладиші в поршневих спраженнях.

2. Теоретично обґрунтовані й розроблені інноваційні ремонтні комплекти, що містять удосконалені сайлентблоки й поршневі спраження амортизатора, а також розроблена методика їх розрахунків.

3. Експериментальні дослідження швидкісних і робочих характеристик амортизатора з удосконаленим поршневим пружинним циліндричним ущільненням показали, що при швидкості 0,25 м/с зусилля на штоку амортизатора склало 608,9 Н (на 9,4% більше, чим у стандартного амортизатора) із збереженням усіх інших нормативних вимог. Експлуатаційними дослідженнями встановлене, що ресурс інноваційного сайлентблока 1,5...2 рази перевищує ресурс стандартного.

4. Визначені параметри експонентної залежності зміни технічного стану сайлентблоків амортизаторів від пробігу автомобіля й запропоновані математичні моделі характеристик пружинних конічних і циліндричних вкладишів сайлентблоків амортизаторів, на підставі яких здійснюється вибір найбільш прийняттого підшипника. Доведене переваги підшипника з конічним пружинним вкладишем, який був запропонований для нової технології відновлення працездатності вузлів підвіски автомобілів інноваційними ремонтними комплектами.

5. Розроблені практичні рекомендації застосування інноваційних ремонтних комплектів, що дозволяють знизити витрати на обслуговування й підвищать експлуатаційну довговічність елементів підвіски.

6. Розроблено заходи з охорони праці.

7. Проведена техніко-економічна оцінка роботи вказує на її доцільність так як річний економічний ефект від впровадження технології ремонту амортизаторів становить 17997,0 грн. Це значення може бути збільшене при застосуванні технології на більш крупному підприємстві

Дякую за увагу

Доповідь закінчено

УДК:656.02

**АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ
ВУЗЛІВ, ЩО ЛІМІТУЮТЬ ЇЇ РОБОТОЗДАТНІСТЬ**

Пеня М.Ю.

*здобувач вищої освіти СВО Магістр,
ОПП Агроінженерія, ІТФ ДДАЕУ*

*Науковий керівник – Дирда В.І.,
доктор технічних наук, професор*

Надійність автомобіля не залишається постійною протягом усього строку його служби. По мірі зношування деталей, механізмів і агрегатів надійність зменшується, тому, що ймовірність виходу з ладу деталей збільшується.

Нові автомобілі завжди більш надійні в порівнянні з автомобілями, що мають великий пробіг або пройшли капітальний ремонт. Отже, заданий ступінь надійності автомобіля розглядається у зв'язку з певним пробігом. Надійність залежить також і від того, у яких умовах працює автомобіль [1].

При роботі, наприклад, на дорогах із твердим покриттям надійність автомобіля більше, чим при роботі на бездоріжжі. Надійність в літку завжди вище, чим взимку, за інших рівних умов. Тому, поняття «надійність автомобіля» тісно пов'язана з умовами його експлуатації.

Аналіз надійності ходової частини автомобілів показав, що її елементи не мають однакою довговічність у межах експлуатаційного періоду: одні з них служать увесь життєвий цикл, інші значну частину його, а треті мають часту змінюваність. До третьої групи відносяться невідновлювані елементи, зокрема, сайленблоки й амортизатори.

Згідно [2] середній ресурс деталей підвіски складає 120000 км, але за умови їзди по хорошим дорогам, для наших умов ресурс знижується вдвічі до 60000 км пробігу і все це враховуючи те, що вони якісні.

Характерна причина їх відмови - зношування й втомні руйнування сайленблока й поршневого ущільнення амортизатора. Підвищення довговічності, зносостійкості вузлів підвіски в умовах експлуатації можна досягти вдосконалюванням технології відновлення їх працездатності шляхом заміни зношених елементів новими ремонтними комплектами, заснованими на нових принципах і ефектах роботи трибоспряжень.

Аналіз надійності передньої й задньої підвісок передньопривідних автомобілів ВАЗ сімейства «Самара» показав, що значна частка відмов її елементів (~90%) припадає на телескопічні стійки, верхні й кульові опори, задні амортизатори, а також підшипники маточин коліс (табл. 1.1).

Таблиця 1.1-Розподіл повторюваності відмов основних елементів передньої й задньої підвісок і трудомісткість їх усунення

№	Найменування елемента	Повторюваність відмови, %	Питома трудомісткість,
1	Стойка телескопічна	25,8	30,1
2	Опора верхня	5,9	7,1
3	Опора кульова	21,6	19,7
4	Розтяжка	0,7	0,2
5	Кронштейн розтяжки	2,4	0,7
6	Важіль поперечний	0,3	0,3
7	Стойка стабілізатора	1,0	0,1
8	Маточина передня	2,2	2,1
9	Підшипник передньої маточини	15,5	21,6
10	Кулак поворотний	0,5	0,7
11	Амортизатор задній	17,2	11,7
12	Маточина задня	1,0	0,4
13	Підшипник задньої маточини	3,2	2,5
14	Пружини	0,6	0,8
15	Інші	2,7	2,0

На частку телескопічних стійок і задніх амортизаторів припадає 25,8% і 17,2% відмов (табл.1). Причиною відмови стійки або амортизатора є стукіт у передній (задній) підвісці, що проявляється як шум при їзді по нерівних дорогах, викликаний витоком рідини з резервуара.

В результаті проведених досліджень встановлено, що ресурс штатних амортизаторів в залежності від умов експлуатації автомобіля й манери водіння його власника становить не більш 70 тис. км (рис. 1).

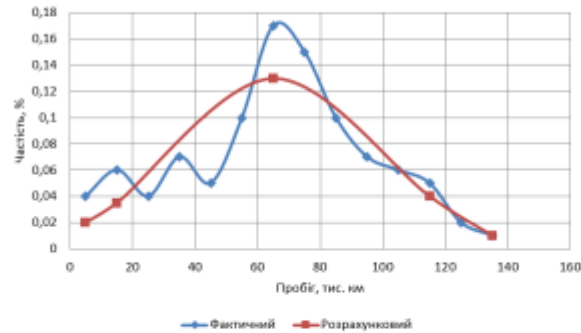


Рисунок 1. Розподіл наробітку до відмови задніх амортизаторів автомобіля
Таким чином встановлено, що:

Одним із головних елементів який впливає на надійність всієї підвіски та на безпеку автомобіля вцілому є - амортизатор.

Проведений аналіз показав, що питання підвищення надійності амортизатора недостатньо вивчені і потребують подальшого дослідження.

Список використаних джерел:

1. Армашов Ю.В. Надійність сільськогосподарської техніки: навчальний посібник/ Ю.В. Армашов, П.К. Охмат. – Дніпропетровськ.: РВВ ДДАУ, 2008. – 208 с.

5. Ресурс деталей подвески – «до износа» или «до отказа»? [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.autocentre.ua/ua/opyt/>