

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ” 2025 р.
Зав. кафедри д.т.н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
В.В. Дідур
(підпис) (ініціали, прізвище)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи
магістр
(освітній рівень)

тема роботи: **«Підвищення довговічності ходової частини автомобілів
шляхом удосконалення технології ремонту її елементів»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Дерев'яненко Олександр Ігорович
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор Дідур В.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ Н7 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ **В.В. Дідур**
“ ____ ” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ **Дерев'яненку Олександр Ігоровичу** _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення довговічності ходової частини автомобілів шляхом удосконалення технології ремонту її елементів»

керівник роботи _____ **д.т.н., професор Дідур В.В.** _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“14” листопада 2025 р. № 01-06/261 _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 25.11.2025 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: способи зниження коливань машинно-тракторних агрегатів; літературні джерела; шляхи підвищення тягово-зчіпних показників колісних тракторів.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

- подати аналітичний огляд будови та принципів функціонування підвіски автомобіля, а також визначити основні завдання дослідження;
- теоретично обґрунтувати можливість внесення конструктивних удосконалень;
- розробити методику та виконати експериментальні випробування змін у конструкції амортизаторів і гідравлічних циліндрів;
- розробити питання з охорони праці;
- обґрунтувати техніко-економічні показники проведеної роботи.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи: мета і завдання дослідження; конструктивне рішення встановлення здвоєних коліс на тракторі ХТЗ-242К; показники економічної ефективності;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Дідур В.В., професор		

7. Дата видачі завдання 23 квітня 2025 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	30.04.2025 р.	
2.	Розділ 1.	14.05.2025 р.	
3.	Розділ 2.	28.05.2025 р.	
4.	Розділ 3.	11.06.2025 р.	
5.	Розділ 4.	25.06.2025 р.	
6.	Розділ 5.	24.09.2025 р.	
7.	Виконання ілюстративної частини роботи	23.10.2025 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	25.11.2025 р.	

Студент _____
(підпис)Дерев'яненко О.І.
(прізвище та ініціали)Керівник роботи _____
(підпис)Дідур В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

У магістерському дослідженні розглядаються шляхи підвищення довговічності елементів автомобільної підвіски за рахунок конструктивно-технологічних рішень, зокрема внесення змін у будову окремих агрегатів.

Робота складається з п'яти розділів:

- у першому подано аналітичний огляд будови та принципів функціонування підвіски автомобіля, а також визначено основні завдання дослідження;
- другий розділ присвячено теоретичному обґрунтуванню можливості внесення конструктивних удосконалень;
- у третьому розроблено методику та виконано експериментальні випробування змін у конструкції амортизаторів і гідравлічних циліндрів;
- четвертий та п'ятий розділи зосереджені на питаннях охорони праці та техніко-економічному аналізі проведеної роботи.

Магістерська робота містить пояснювальну записку на 68 сторінки та графічну частину, що включає 12 слайдів.

Ключові слова: підвіска, амортизатор, сайлентблок, автомобіль, дослідження, надійність, працездатність.

.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	8
1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрега- тів автомобілів.....	8
1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз	12
1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів.....	17
1.4. Висновки та задачі роботи.....	19
2 ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА	21
2.1. Удосконалювання ремонтного комплекту підшипника ковзан- ня для сайленблока амортизатора	21
2.2. Визначення елементів гладкого циліндричного з'єднання пружинного вкладиша на валу й в отворі.....	25
2.3. Принцип дії підшипника ковзання із пружинним вкладишем для сайленблока амортизатора	28
3 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	36
3.1. Загальна структура експериментальних досліджень	36
3.2. Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень	36
3.3. Характеристика обладнання для проведення експериментальних досліджень	40
3.4. Удосконалювання сайленблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем.....	44
3.5. Експлуатаційні випробування амортизаторів з ремонтними комплектами.....	49
3.6. Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів	51
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	55
4.1. Стан охорони праці па підприємстві.....	55
4.2. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів на ділянці з ремонту ходової частини автомобіля.....	56
4.3. Заходи по забезпеченню захисту працівників від дії шкідливих та небезпечних факторів	56
4.4. Дії у разі настання надзвичайної ситуації.....	60
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	61
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	69
ДОДАТКИ.....	Ошибка! Закладка не определена.

ВСТУП

Надійність автомобіля не зберігається сталою протягом усього періоду його експлуатації. У міру зношування деталей, вузлів і механізмів вона поступово зменшується, адже зростає ймовірність виходу з ладу окремих елементів [1, 2, 3].

Нові транспортні засоби демонструють значно вищий рівень надійності порівняно з автомобілями, які мають великий пробіг чи пройшли капітальний ремонт. Отже, поняття заданого рівня надійності завжди розглядається у зв'язку з пробігом машини. Крім того, важливим чинником виступають умови її використання [1, 4].

Так, при русі дорогами з твердим покриттям надійність автомобіля буде вищою, ніж у випадку експлуатації на бездоріжжі. У літній період техніка працює стабільніше, тоді як у зимових умовах надійність знижується. Тому термін «надійність автомобіля» тісно пов'язаний із зовнішніми умовами експлуатації.

Довговічність деталей визначає рівень надійності вузлів та агрегатів. Тому особливу увагу приділяють експериментальним дослідженням, які дають змогу виявити найбільш критичні деталі з точки зору надійності. Аналіз показав, що елементи ходової частини автомобіля мають різний ресурс: одні працюють увесь життєвий цикл машини, інші – значну його частину, а деякі вимагають частих замін. До останньої групи належать невідновлювані елементи – сайленблоки та амортизатори.

За даними [5], середній ресурс деталей підвіски становить близько 120 тис. км, проте за умов експлуатації на вітчизняних дорогах він знижується майже удвічі – до 60 тис. км навіть для якісних комплектуючих. Основними причинами їх виходу з ладу є зношування та втомні руйнування поверхонь ковзання сайленблоків і ущільнень амортизаторів. Підвищити довговічність і зносостійкість підвіски можна за рахунок вдосконалення технологій відновлення працездатності шляхом заміни зношених елементів на сучасні ремонтні комплекти, розроблені на основі нових принципів роботи

трибоспряжень.

Такий підхід можна віднести до функціонального тюнінгу автомобіля, адже він не лише відновлює працездатність, а й підвищує ресурс вузлів. Відтак дослідження, присвячене створенню та впровадженню ремонтних комплектів сайленблоків і ущільнень амортизаторів для підвіски, які здатні збільшити їх довговічність, одночасно знижуючи трудомісткість та вартість обслуговування, є надзвичайно актуальним.

Проблематика підвищення надійності та зменшення витрат на технічне обслуговування підвіски активно досліджується в провідних наукових та освітніх установах, серед яких НТУ, ХАДУ, КУЕІТУ, НАУ, НТІ «ДП» тощо, а також у низці зарубіжних інститутів. Водночас відомостей про використання в амортизаторах підшипників ковзання з пружинним вкладишем для покращення роботи трибоспряжень у доступних джерелах автор не зустрічав.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз стратегій забезпечення працездатності систем і агрегатів автомобілів

У процесі експлуатації легкових автомобілів поступово змінюється технічний стан їх систем і агрегатів. Основними чинниками такої зміни виступають різні форми зношування: пластичні деформації, руйнування внаслідок втоми чи високих температур, а також фретинг-корозія [6–10]. Усі ці процеси здатні спричиняти як часткову, так і повну втрату працездатності деталей, вузлів або агрегатів автомобіля, що, у свою чергу, призводить до виникнення несправностей чи відмов [11].

Під час експлуатації транспортного засобу виникають різні види відмов і поломок, усунення яких здійснюється шляхом виконання профілактичних або ремонтних робіт. Додатково застосовується модернізація конструктивних елементів і відновлення їх працездатності з метою продовження експлуатаційного ресурсу.

Профілактичні заходи спрямовані на підтримання автомобіля у справному стані та попередження можливих відмов. Натомість ремонтні операції виконуються у випадках уже наявних пошкоджень та їх наслідків. У рамках ремонтних робіт доцільним є використання удосконалених комплектів для ремонту, що забезпечують підвищення ресурсу деталей і вузлів з обмеженою надійністю.

За характером виникнення усі типові відмови та несправності автомобіля можна поділити на дві категорії: профілактичні та непрофілактичні [11, 12]. До другої групи відносять поломки, які важко або зовсім неможливо передбачити (раптові відмови становлять приблизно 27–39% [13]), або ті, запобігання яким є економічно недоцільним.

Перевірку стану передньої та задньої підвіски, коліс і шин зазвичай здійснюють під час контрольних виїздів. При цьому враховують здатність автомобіля рухатися прямолінійно, наявність сторонніх звуків (скрипів, стукотів, шуму підвіски), роботу пружин та амортизаторних стійок, а також

вібрацію кузова, викликану дисбалансом коліс. Візуальний огляд передбачає оцінку стану елементів підвісок, гумових і гумово-металевих шарнірів, втулок, подушок та захисних чохлів кульових опор. Будь-які механічні пошкодження, деформації чи витік робочої рідини з амортизаторних стійок не допускаються.

За результатами аналізу надійності підвісок передньопривідних автомобілів ВАЗ сімейства «Самара» (за даними Савельєва В. В.) [13], було встановлено, що найбільша кількість відмов (близько 90%) припадає на телескопічні стійки, кульові та верхні опори, задні амортизатори й підшипники маточин коліс (табл. 1.1, 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

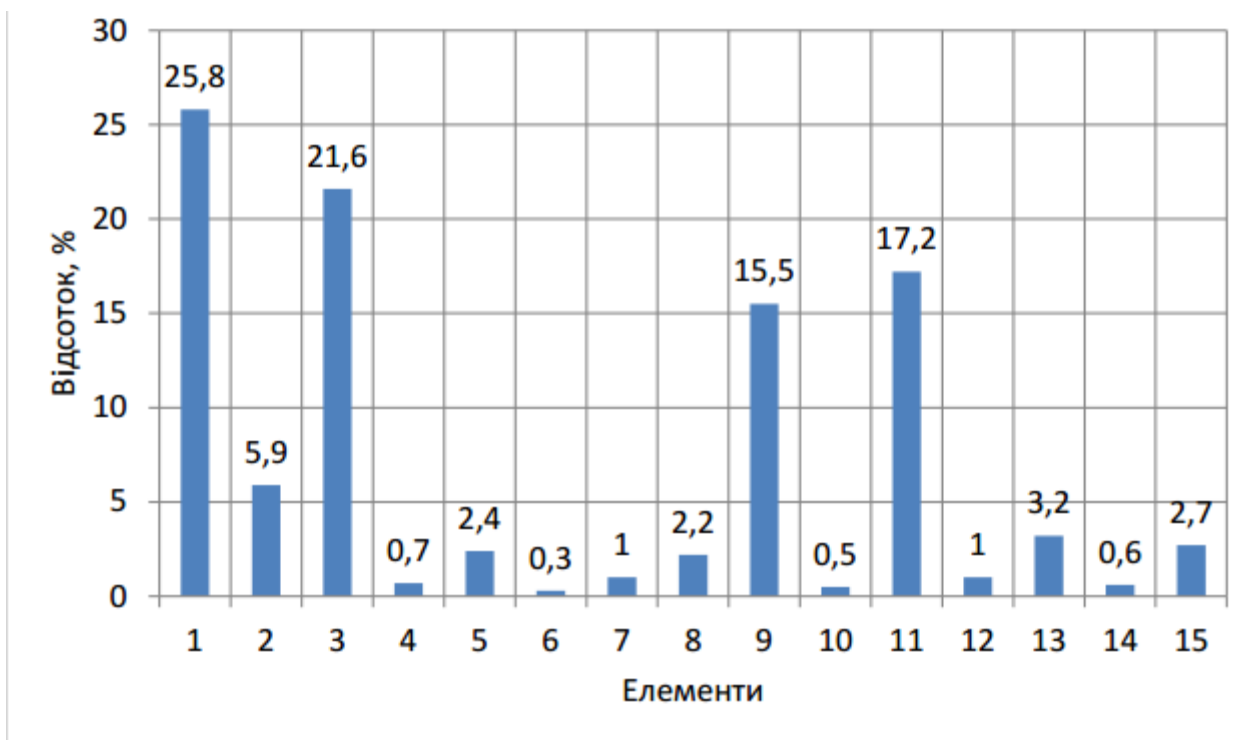


Рисунок 1.1 – Повторюваність відмов елементів підвіски

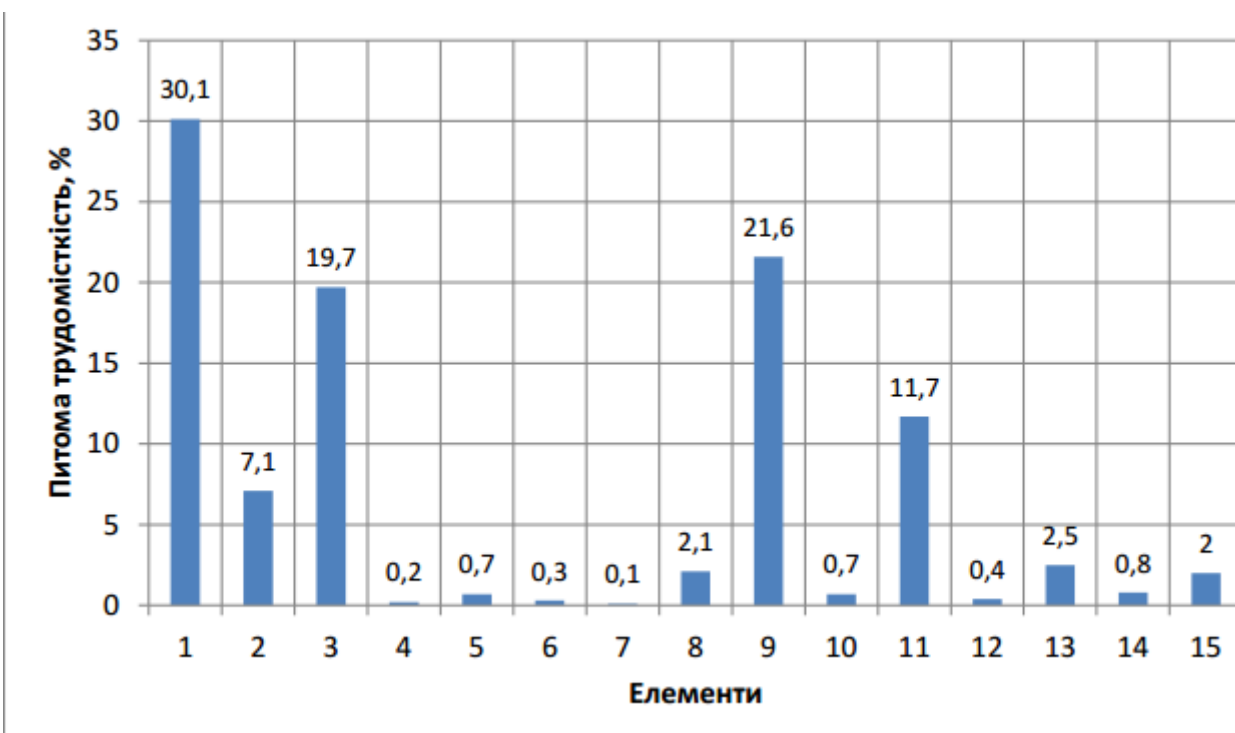


Рисунок 1.2 – Питома трудомісткість усунення відмов підвіски

Відповідно до статистичних даних, на телескопічні стійки та задні амортизатори припадає 25,8% і 17,2% випадків відмов відповідно (табл. 1.1). Основним проявом несправності цих елементів є поява стороннього стуку в

передній чи задній підвісці, що виникає під час руху по нерівностях дороги і зазвичай пов'язаний із витокком робочої рідини з резервуара.

Найчастіше причиною підтікання стійки або амортизатора є зношування чи руйнування сальника штока, ушкодження або знос хромового покриття його поверхні, потрапляння твердих частинок на край ущільнення, а також усадка чи дефект ущільнювального кільця резервуара [14].

Порушення нормальної роботи телескопічної стійки або амортизатора може також бути спричинене зниженням опору при ході стиснення чи віддачі через негерметичність відповідних клапанів (віддачі, стиску або впускного), а також недостатнім ущільненням поршневого вузла у випадку його пошкодження. У результаті виникає відсутність ефективного гасіння коливань кузова, що знижує працездатність підвіски загалом.

Для задніх амортизаторів типовим дефектом вважається «обрив вушка», частка якого становить близько 10–15% [13]. Окрім того, у практиці зустрічається розрив сайленблока амортизатора, що зумовлено виникненням напружень у гумі при зміні навантажень на автомобіль або при дії різноспрямованих зусиль на нерівностях дороги. Оцінювання технічного стану стійок і амортизаторів здійснюється як на стендах, так і суб'єктивним методом [10, 14, 15]. При цьому діагностика може проводитися як зі зняттям амортизаторів, так і безпосередньо на автомобілі. У другому випадку обов'язково перевіряють справність пружин підвіски, гумових втулок та шарнірів, адже їхній стан суттєво впливає на точність визначення характеристик роботи амортизаторів.

Дослідження [13] показують, що несправності підвіски, коліс, шин, а також порушення кутів встановлення передніх коліс призводять до зростання експлуатаційних витрат на паливо та шини приблизно на 20–30% [10].

У середньому ресурс штатних амортизаторів, залежно від дорожніх умов та стилю керування автомобілем, не перевищує 70 тис. км (рис. 1.3). Водночас елементи автомобіля відрізняються за рівнем надійності: одні служать протягом усього експлуатаційного циклу, інші – лише частину цього терміну, а деякі

виходять з ладу значно раніше загального ресурсу транспортного засобу.

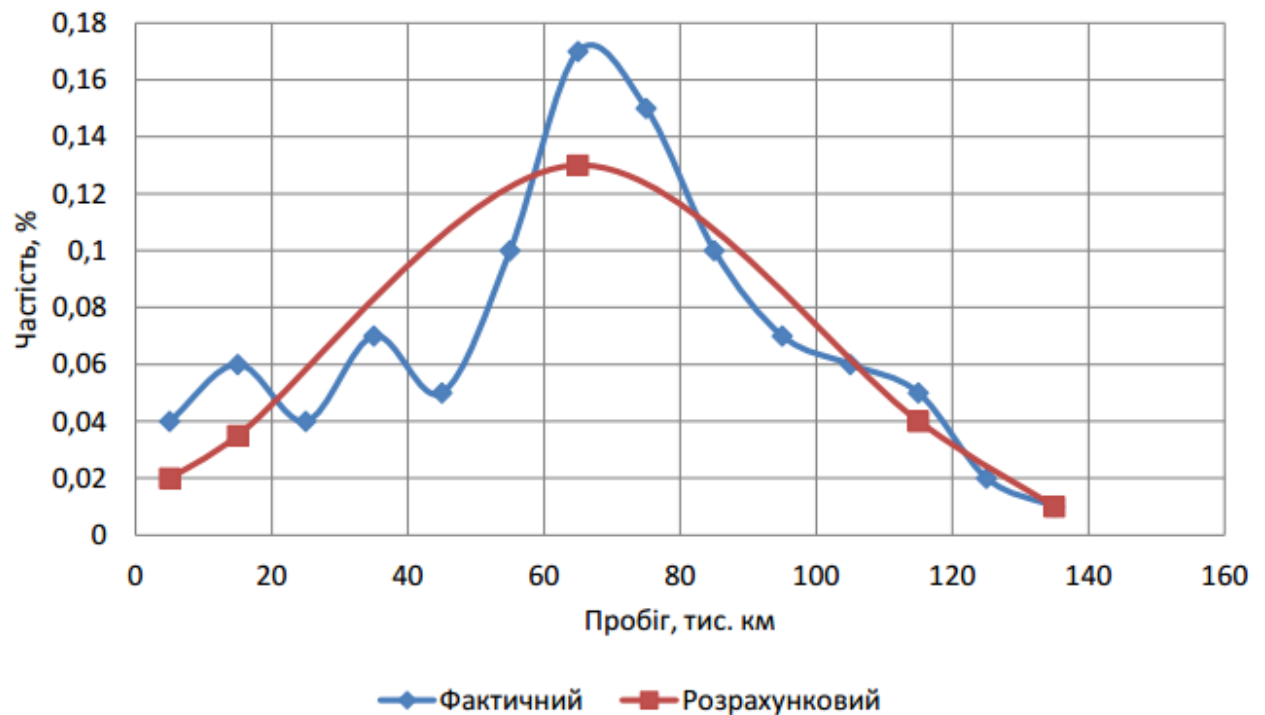


Рисунок 1.3 – Розподіл наробітку до відмови задніх амортизаторів автомобіля

1.2. Відмови деталей підвіски та їх аналіз

Ходова частина є однією з найважливіших систем будь-якого транспортного засобу, а її ключовим елементом виступає підвіска. Під терміном «підвіска» розуміють дві окремі, але взаємопов'язані конструктивні системи – передню та задню (рис. 1.4).

Ця конструкція має особливе значення, оскільки складається з ряду вузлів і деталей, що забезпечують надійний зв'язок коліс із несучою частиною автомобіля – кузовом або рамою, гарантуючи стабільність та безпеку руху.

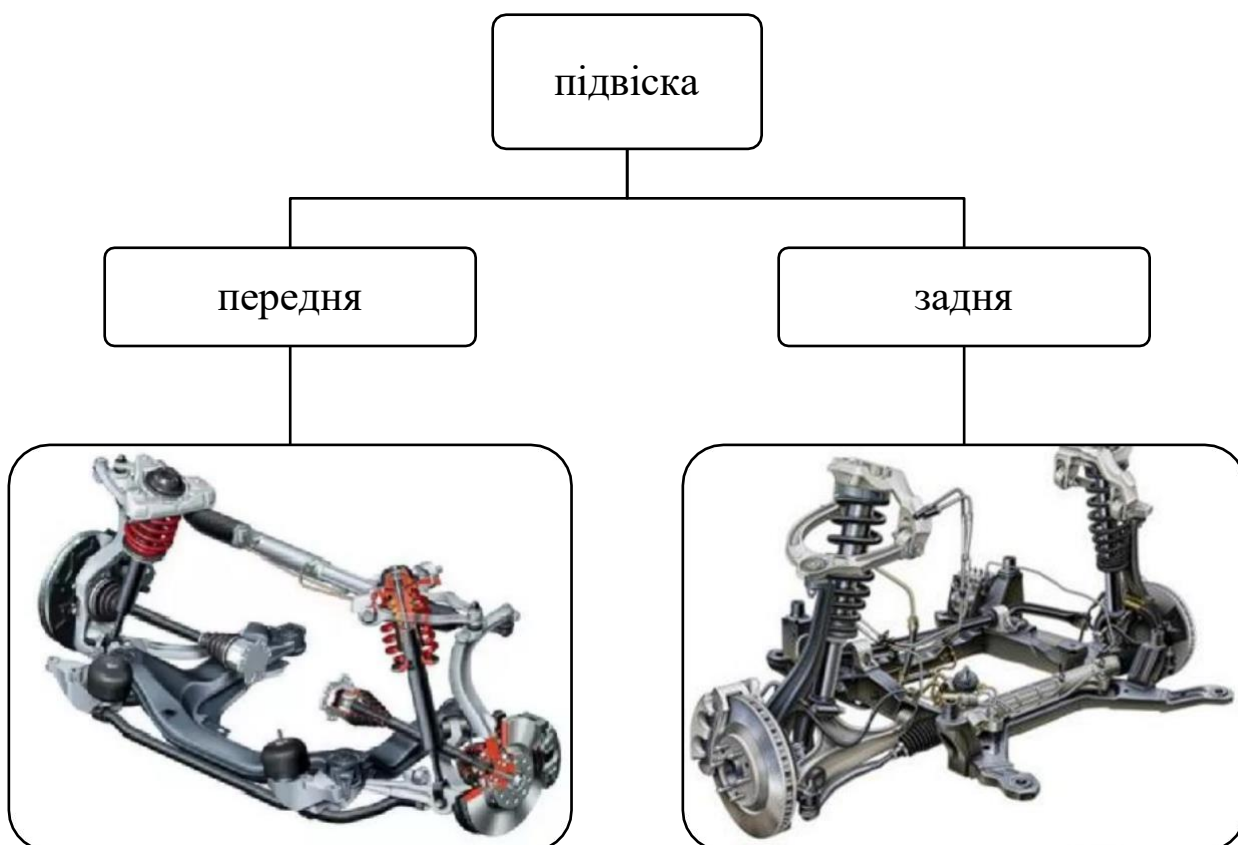


Рисунок 1.4 – Види підвісок

Підвіска виконує надзвичайно важливу роль у конструкції автомобіля, оскільки саме вона сприймає дію різноспрямованих сил, що виникають під час руху. Частина цих навантажень компенсується, а частина передається на несучу систему транспортного засобу, завдяки чому зберігається його конструкційна цілісність.

Крім того, підвіска відповідає за контрольоване переміщення коліс у визначеній площині, що забезпечує плавність ходу й створює комфортні умови під час експлуатації автомобіля.

Перш ніж перейти до аналізу типових відмов підвіски, доцільно розглянути її будову (рис. 1.5), а також основні вузли та деталі, які потенційно можуть вийти з ладу. Загалом у будь-якій підвісці виділяють три групи компонентів (рис. 1.6), які відрізняються не лише конструктивними характеристиками та місцем встановлення, але й функціональним призначенням. До них належать:

- пружні елементи, що слугують для поглинання вертикальних

навантажень і передачі їх на несучу частину. Вони поділяються на дві підгрупи основні та допоміжні деталі.

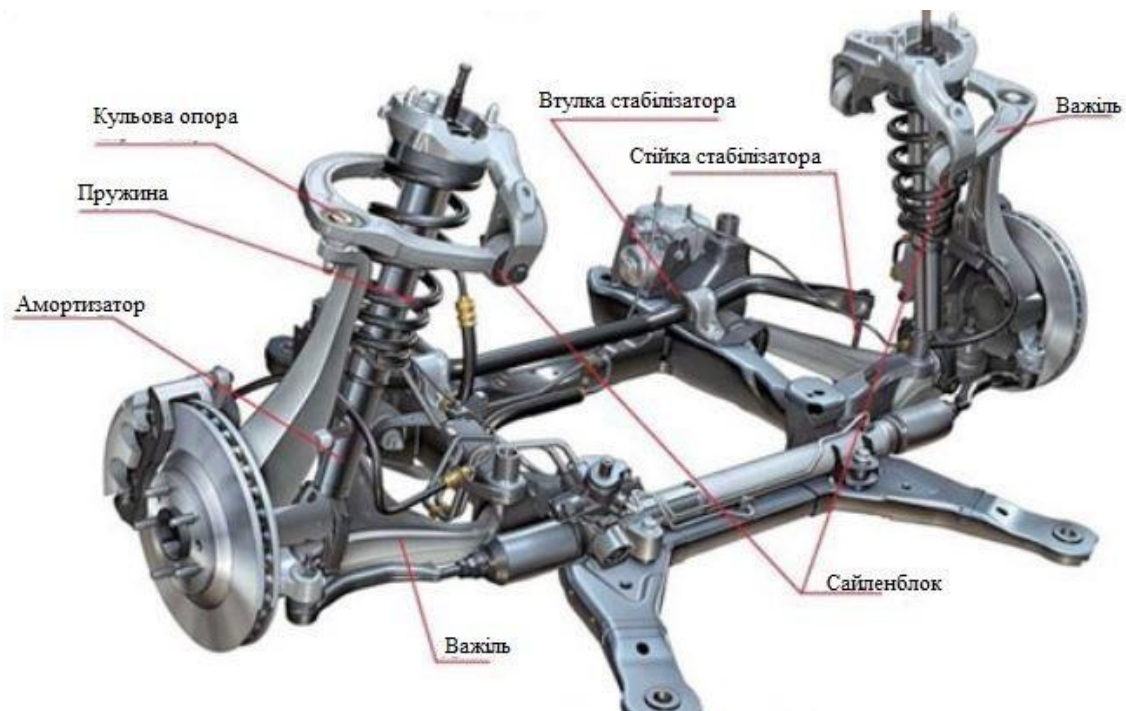


Рисунок 1.5 – Підвіска передня

– Напрямні елементи – забезпечують сприйняття бічних і поздовжніх навантажень, а також визначають напрямок руху передніх (а в окремих випадках і задніх) керованих коліс.

– Демпфуючі елементи – призначені для стабілізації положення кузова під час руху автомобіля, зокрема для ефективного гасіння коливань.

До основних пружних компонентів підвіски належать пружини. У минулому доволі часто застосовувалися й ресори, нині ж вони використовуються рідше, проте інколи встановлюються у поєднанні з пружинами. Саме ці елементи забезпечують надійне зчеплення коліс із дорожнім покриттям і відповідають за курсову стійкість транспортного засобу.

Додаткові пружні елементи – це гумометалеві та кульові з'єднання, різні шарніри, більшість з яких є нерозбірними. До цієї групи відносяться сайленблоки, завдяки яким поглинаються як низькочастотні, так і високочастотні коливання та вібрації, що виникають під час руху.

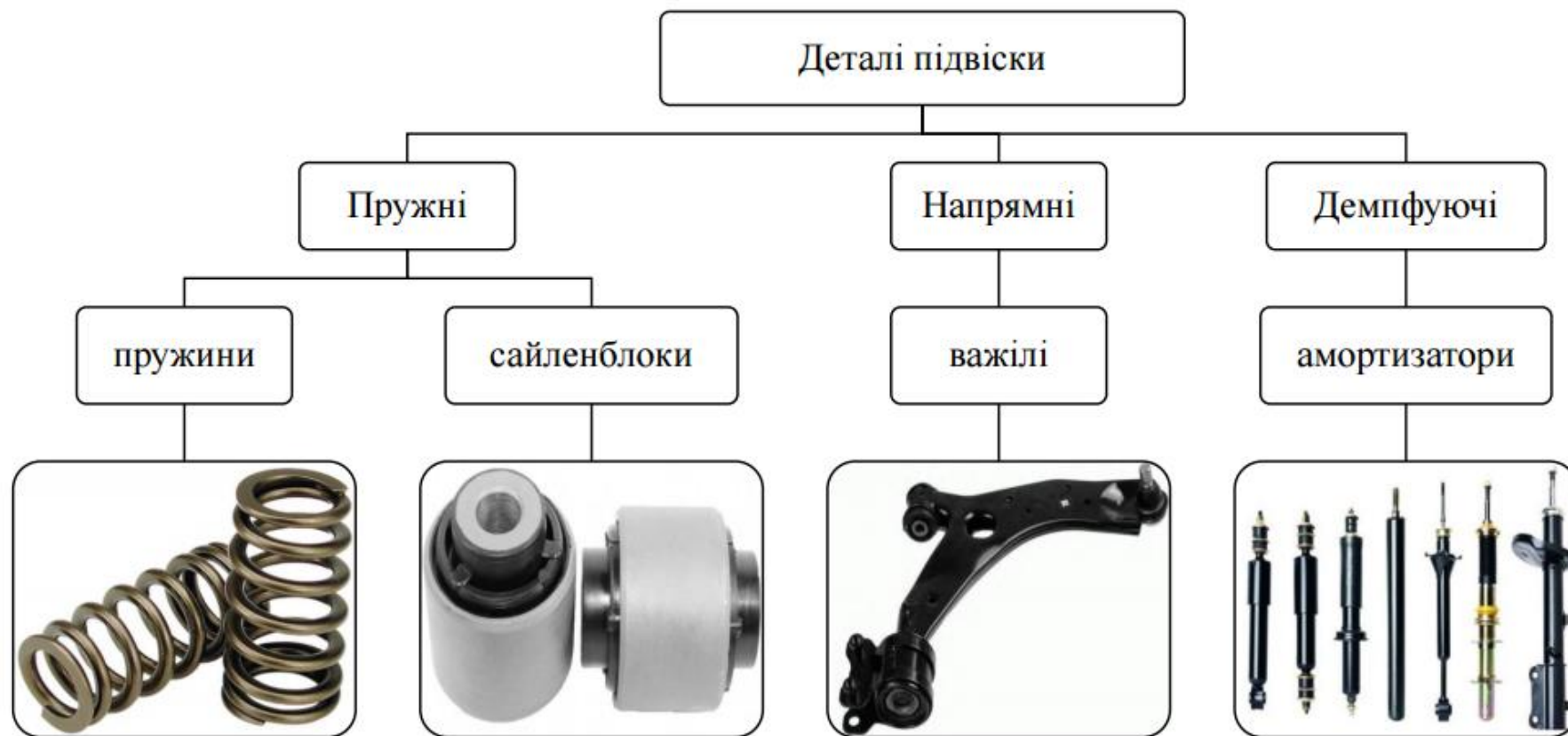


Рисунок 1.6 – Деталі підвіски

– Напрямні елементи підвіски – це насамперед важелі, а в окремих конструктивних рішеннях – торсіони чи ресори. Їх основне завдання полягає в забезпеченні правильного положення коліс і можливості їх обертання навколо осі відповідно до заданих кутів установки. Серед ключових параметрів при цьому найбільше значення мають сходження та розвал.

– Демпфуючі елементи – амортизатори, функція яких полягає у гасінні коливань кузова та непідресорених мас під час руху автомобіля. Варто підкреслити, що у конструктивній схемі типу *MacPherson* амортизатори виконують подвійну роль: окрім основної, вони виступають ще й у якості напрямних елементів. У таких підвісках додатково застосовуються спеціальні опори з опорними підшипниками.

Основні причини виходу з ладу підвіски

Поломки вузлів і деталей підвіски можуть виникати як через окремі фактори, так і внаслідок їх сукупного впливу. До найпоширеніших причин належать:

– Зношування – результат тривалого впливу різноспрямованих навантажень, у процесі якого поступово руйнуються гумометалеві елементи, відбувається втома металу та інші дефекти.

– Дорожні умови та рельєф місцевості – погана якість покриття та складний рельєф призводять до прискореного зношування елементів і погіршення їх технічного стану.

– Стиль водіння – агресивна манера керування (перевищення швидкості, різкі маневри, гальмування та прискорення, удари при наїзді на бордюри чи ями на високій швидкості, а також стрибки з евакуаторів тощо) створює додаткові навантаження, на які підвіска не розрахована.

– Низька якість деталей – використання контрафактних, з дефектами виробництва або конструктивними прорахунками запчастин значно скорочує строк служби підвіски.

– Агресивні фактори середовища – вплив вологи, перепадів температур, дорожніх реагентів, хімічних речовин та інших чинників.

– Конструкторські помилки – трапляються випадки, коли ще на етапі проектування виробники не враховують усіх факторів, і тоді усунути недоліки можливо лише шляхом серйозної зміни схеми підвіски.

– Неналежне або відсутнє технічне обслуговування – некваліфіковане втручання, неправильний вибір і монтаж шин, порушення кутів установки коліс, а також невдалі спроби тюнінгу призводять до поломок важелів та інших елементів підвіски.

1.3. Аналіз триботехнічних властивостей амортизаторів

Конструктивно амортизатор, незалежно від його типу чи виконання, складається з кількох основних вузлів. Центральним елементом є робочий циліндр, який монтується у корпусі з вушками для кріплення та заповнюється гідравлічною рідиною. Усередині циліндра розташований поршень, з'єднаний зі штоком. На поршні встановлені спеціальні клапани стиску й віддачі, а також ущільнювальні кільця, завдяки яким рідина при переміщенні поршня може перетікати у вільні порожнини циліндра, забезпечуючи роботу амортизатора.

Кріплення амортизатора до кузова автомобіля здійснюється через шток, а з підвіскою він з'єднується за допомогою сайленблока. Для захисту внутрішньої частини циліндра та штока зверху встановлюють пилозахисний кожух або пильовик. Щоб запобігти витіканню робочої рідини назовні, у верхній частині амортизатора передбачена спеціальна манжета з прямою втулкою. Усі ці елементи характерні як для найпростіших гідравлічних амортизаторів, так і для більш складних їхніх конструкцій.

Класифікація амортизаторів приведена на рис. 1.7.

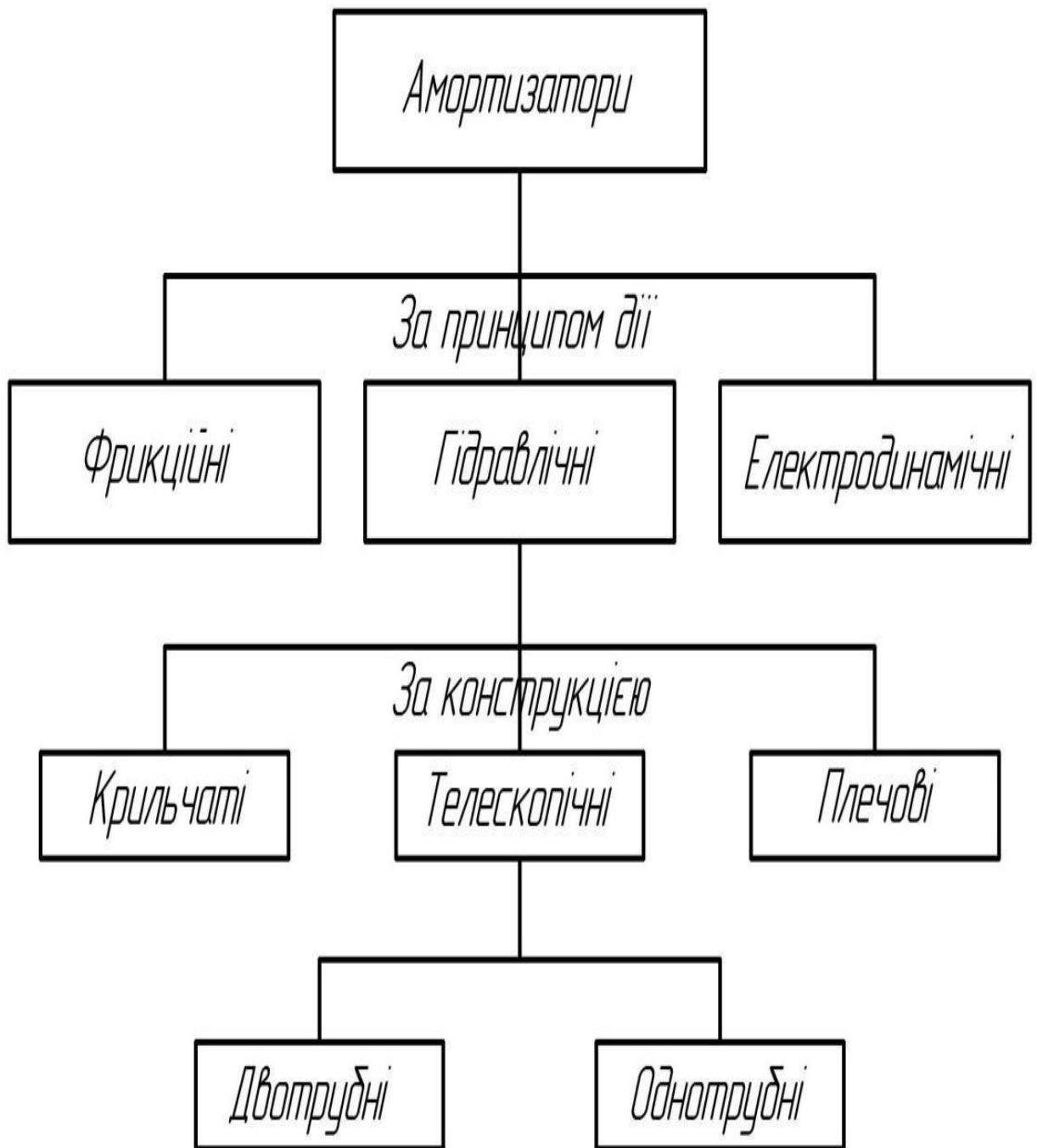


Рисунок 1.7 – Види амортизаторів

Будова амортизатора наведена на рис. 1.8.

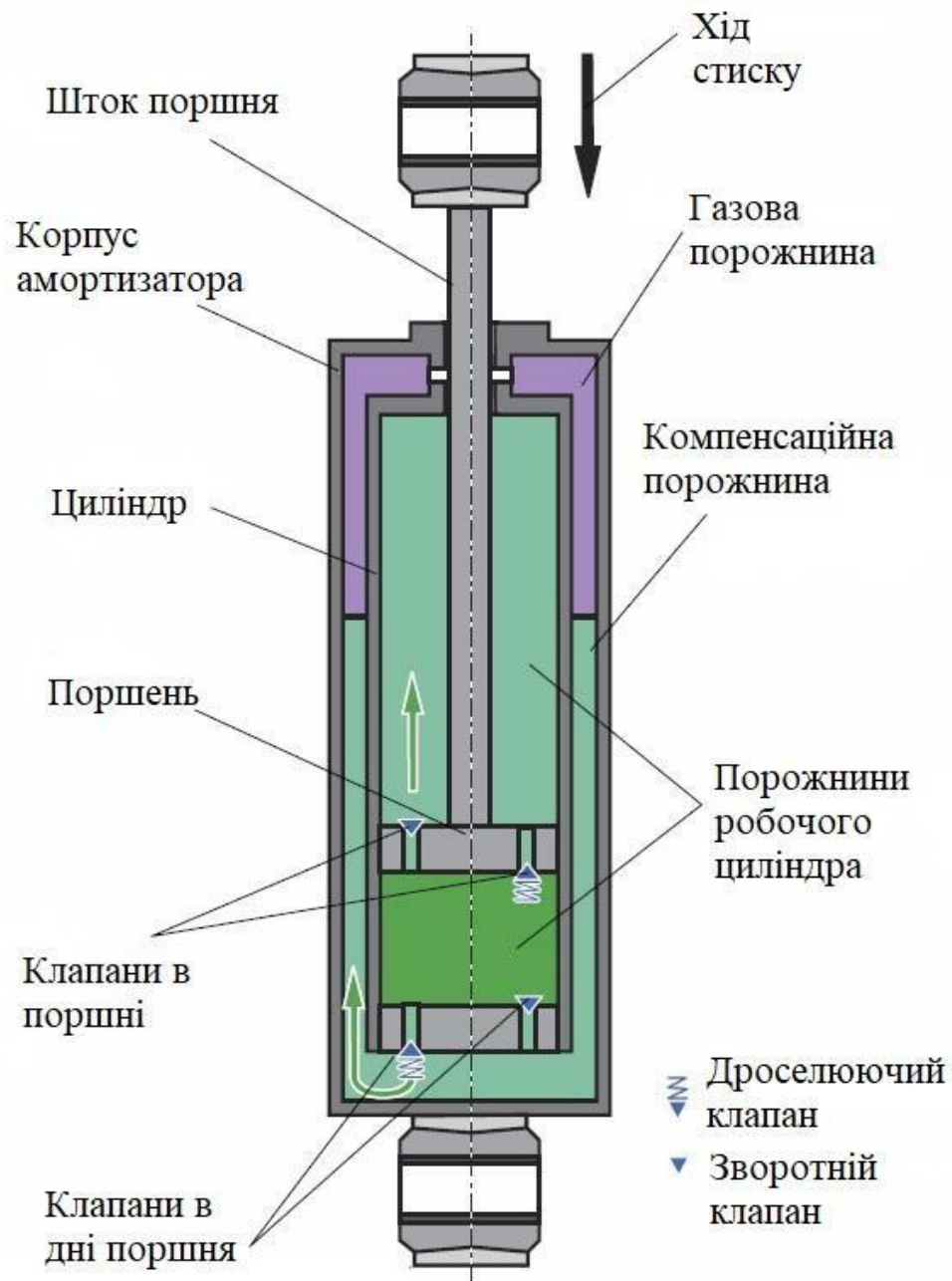


Рисунок 1.8 – Будова амортизатора

1.4. Висновки та задачі роботи

В Україні проблематика експлуатації автомобільних підвісок є досить гострою, що зумовлено передусім низькою якістю дорожнього покриття, а подекуди й повною його відсутністю. Саме підвіска першою сприймає основні навантаження, удари та вібрації від дороги.

Ключовим елементом підвіски виступає амортизатор, від технічного стану якого значною мірою залежить працездатність та ресурс інших деталей і вузлів автомобіля.

Проведений аналіз показав, що в амортизаторах існує чимало з'єднань, які залишаються недостатньо вивченими. У зв'язку з цим метою даної роботи є зниження витрат на технічне обслуговування та підвищення надійності підвіски:

- за рахунок впровадження ремонтних комплектів сайленблоків і поршневих з'єднань амортизаторів, побудованих на нових принципах функціонування трибоспряжень.

Для реалізації поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

- провести аналіз конструкцій підвісок, визначити характерні несправності та їх вплив на загальну надійність автомобіля;
- надати теоретичне обґрунтування можливості внесення конструктивних змін до будови амортизаторів, а також підтвердити доцільність їх ремонту шляхом заміни зношених деталей новими ремонтними комплектами;
- розробити методику проведення експериментальних випробувань створених ремонтних комплектів поршнів і сайленблоків;
- здійснити експериментальні дослідження нових ремонтних комплектів із пружинними поршневими та конічними вкладишами, визначивши їхні переваги;
- передбачити комплекс заходів щодо вдосконалення умов охорони праці та забезпечення безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- провести техніко-економічну оцінку застосування ремонтних комплектів із пружинними вкладишами.

2 ТЕОРИТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Удосконалювання ремонтного комплексу підшипника ковзання для сайлентблока амортизатора

У традиційному сайлентблоці амортизатора гумова втулка працює на скручування, що з часом призводить до її розриву. Удосконалений варіант сайлентблока передбачає використання підшипника ковзання зворотно-обертального типу з пружинним вкладишем, завдяки чому вдається усунути зазначений недолік. У конструкції запропонованого підшипника реалізовані трибологічні принципи: активація робочої поверхні через пластичну деформацію та придушення окисних процесів [16].

Для цього підшипник обладнано рухомим вкладишем у вигляді гвинтової циліндричної пружини, яка виконує роль проміжного елемента. У коливальному режимі такий вкладиш примусово повертається лише в один бік, що забезпечує рівномірність зношування і стабільний розподіл мастила. Необхідний натяг пружини, який викликає мікропластичні деформації, створюється її підтисненням. У процесі коливань за рахунок скручування або розкручування пружинного елемента виникає додаткове пружне зусилля на внутрішній чи зовнішній поверхні, завдяки чому досягається односторонній поворот (ефект храповика).

Запобігання окисним процесам у цій конструкції забезпечується застосуванням сальникового ущільнення. Додатковий позитивний результат полягає у зменшенні адгезійної складової тертя (так званого тертя спокою) і частковій реалізації ідей Н. Є. Жуковського про «рух без тертя», що досягається за рахунок обертання проміжної опори без використання зовнішнього джерела енергії [17].

Запропонований підшипник (рис. 2.1) може застосовуватися як альтернатива голчастим підшипникам карданних валів, стандартним сайлентблокам підвіски, а також у шарнірах рульового керування та інших вузлах, що працюють у зворотно-обертальному режимі.

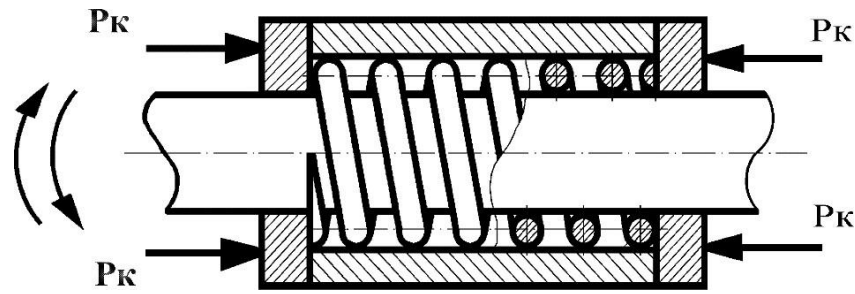


Рисунок 2.1 – Схема підшипника з рухомим пружинним вкладишем

У запропонованій конструкції пристрою (рис. 2.1) підвищення експлуатаційних показників забезпечується за рахунок введення в підшипниковий вузол пружного проміжного елемента – рухомого вкладиша у формі гвинтової циліндричної пружини. Регулювання сили стиску цього елемента P_k створює на робочих поверхнях необхідне ущільнення, яке обмежує розвиток окисних процесів та сприяє активації поверхні завдяки мікропластичній деформації.

Стабільність режиму роботи та рівномірність зношування досягається тим, що при зворотно-обертальних рухах вала чи зовнішнього кільця пружинний вкладиш, за рахунок закручування або розкручування, створює гальмування на внутрішній або зовнішній поверхні. Завдяки виникаючому «ефекту храповика» він примусово повертається лише в одному напрямку, що залежить від напрямку навивки. Крім того, у процесі роботи постійно змінюється лінія контакту робочих поверхонь, що зменшує інтенсивність їх зносу.

Для можливості регулювання ущільнення, наприклад при проведенні ремонту й необхідності компенсації зношування, між торцем вкладиша та однією з опорних шайб можуть бути додатково встановлені регульовальні прокладки.

Забезпечення режиму мінімального зношування може реалізовуватись різними методами, описаними у спеціальній літературі. Серед них – введення у мастильний матеріал металоплакуючих присадок, використання технологій поверхневої обробки (ФАБО), а також застосування матеріалів із вбудованими металоплакуючими компонентами [18, 19].

У даному шарнірному підшипнику активація робочих поверхонь мікропластичною деформацією відбувається завдяки встановленню пружинного вкладиша між внутрішньою та зовнішньою втулками так, щоб створювався

невеликий натяг (рис. 2.2а). У процесі роботи при обертанні в одну сторону натяг на одній поверхні збільшується, а на іншій зменшується аж до утворення зазору й проковзування (рис. 2.2б). При русі у протилежний бік ситуація змінюється на протилежну: поверхня, де був зазор, отримує натяг, а інша – втрачає його (рис. 2.2в).

Обмеження окисних процесів у робочій зоні підшипника має забезпечуватися конструктивно – шляхом застосування сальникових ущільнень, що блокують доступ кисню й агресивних середовищ, або технологічно – через введення інгібіторів до мастила [20].

Ймовірність появи зазорів та натягів у сполученні може бути оцінена за допомогою інтегральної теореми Лапласа [21]. Так, якщо ймовірність P настання події A у кожному окремому випадку залишається сталою й відмінною від нуля та одиниці, тоді ймовірність $P_{n(k_1, k_2)}$ того, що ця подія реалізується в n випадках від k_1 до k_2 разів, наближено дорівнює певному інтегралу.

Розрахунок проводимо за формулою 2.1.

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

Під час використання інтегральної теореми Лапласа для розв'язання прикладних завдань зазвичай звертаються до спеціальних таблиць, оскільки невизначений інтеграл не може бути поданий у вигляді елементарних функцій. Необхідні таблиці з відповідними інтегралами наведені в довідковій літературі [21].

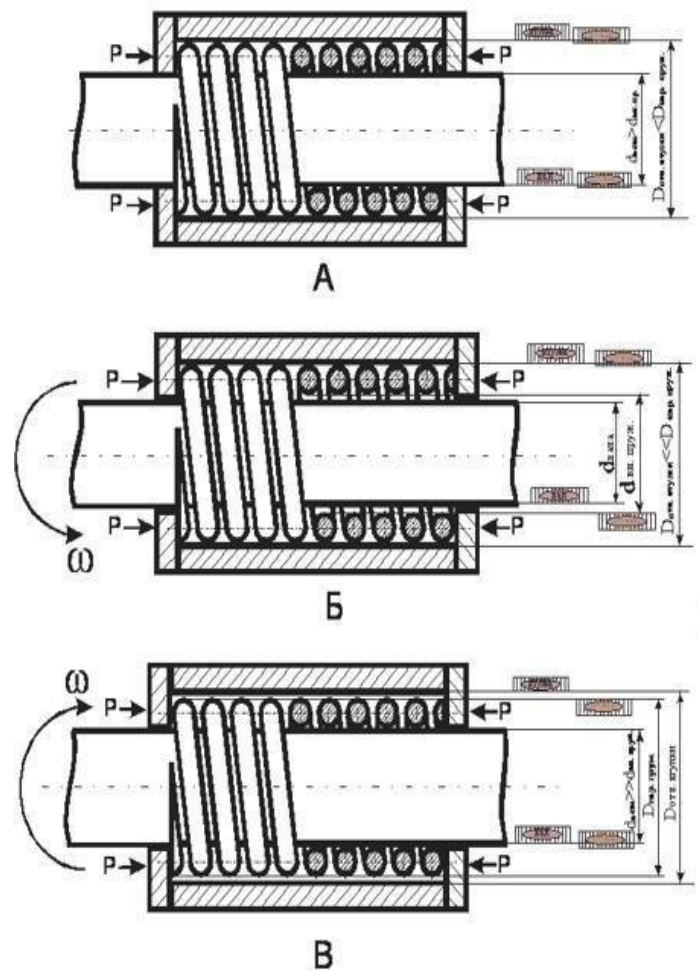


Рисунок 2.2 – Схема посадок на робочих поверхнях шарнірного підшипника із пружним пружинним вкладишем:

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

Вважаючи, що розміри підпорядковуються нормальному закону розподілу, визначимо імовірність потрапляння величини x у проміжок від x_1 до x_1+1 за такою залежністю 2.2.

У цьому випадку значення функції $\Phi(x)$ відображають імовірність знаходження випадкової величини x у заданому діапазоні.

Оскільки для розрахунків потрібні мінімальні значення натягів та зазорів, доцільно застосувати перехідні посадки. У метрології умовно прийнято позначати натяг літерою N , а зазор – символом Z .

Щоб мати можливість користуватися таблицею функції Лапласа, значення z_i та $z_i + 1$, що виражені в розмірних одиницях, необхідно перевести у безрозмірну форму – x_1 та x_1+1 . Для цього спочатку визначається

середньоквадратичне відхилення, характерне для перехідних посадок за формулою 2.3.

Далі відповідні інтервали z_i та $z_i + 1$ перетворюємо у безрозмірні величини за формулами 2.4, 2.5.

У даному виразі $Z_m(N_m)$ позначає середнє значення зазору або натягу, яке визначається для вибраної посадки за формулою 2.6.

Імовірність $P(x)$ появи сполучень у межах інтервалу $z_{i(x)} \dots z_{i+1(x)}$ обчислюється відповідно до формули (2.2).

Перехідні посадки застосовуються виключно в межах квалітетів 4...8, при цьому точність виготовлення вала має бути на один квалітет вищою за точність отвору [20].

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

Щоб встановити, які саме традиційні посадки забезпечать надійну роботу пружинного вкладиша, доцільно скористатися методиками ВСТВ.

Розглянемо задачу визначення параметрів гладкого циліндричного з'єднання.

Вихідні дані:

- номінальний розмір – 20 мм;
- отвір – Н5;
- вал – р4.

Допуски:

- для отвору – $TD = 0,009$ мм;
- для вала – $Td = 0,006$ мм.

1. Граничні відхилення:

- Отвір Ø20H5: ...

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

- ES розраховуємо за формулою 2.8:

$$ES = 0,000 + 0,009 = +0,009 \text{ мм};$$

- Вал $\varnothing 20p4$ розрахуємо за формулами 2.9 та 2.10:

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

$$e_s = 0,022 + 0,006 = 0,028 \text{ мм}$$

2. Граничні розміри:

- Отвір розраховуємо за формулами 2.11 та 2.12:

$$D_{\max} = 20 + 0,009 = 20,009 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 20 + 0,000 = 20 \text{ мм.}$$

- Вал розрахуємо за формулами 2.13 та 2.14:

$$d_{\max} = 20 + 0,028 = 20,028 \text{ мм,}$$

$$d_{\min} = 20 + 0,022 = 20,022 \text{ мм.}$$

3. Граничні зазори й натяги розраховуємо за формулами 2.15 – 2.18:

$$S_{\max} = 20,009 - 20,022 = -0,013 \text{ мм;}$$

$$S_{\min} = 20 - 20,028 = -0,028 \text{ мм;}$$

$$N_{\max} = 20,028 - 20 = 0,013 \text{ мм;}$$

$$N_{\min} = 20,022 - 20,009 = 0,028 \text{ мм.}$$

- Група посадки розраховується за формулою:

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

- Допуск посадки розраховуємо за формулами 2.19 та 2.20:

$$T_{\Pi} = -0,013 - (-0,028) = 0,015 \text{ мм;}$$

$$T_{\Pi} = 0,009 + 0,006 = 0,015 \text{ мм.}$$

4. Схематичне зображення полів допусків для з'єднання $20 \frac{H5}{p4}$ між валом і циліндричним пружинним вкладишем наведено на рис. 2.3.

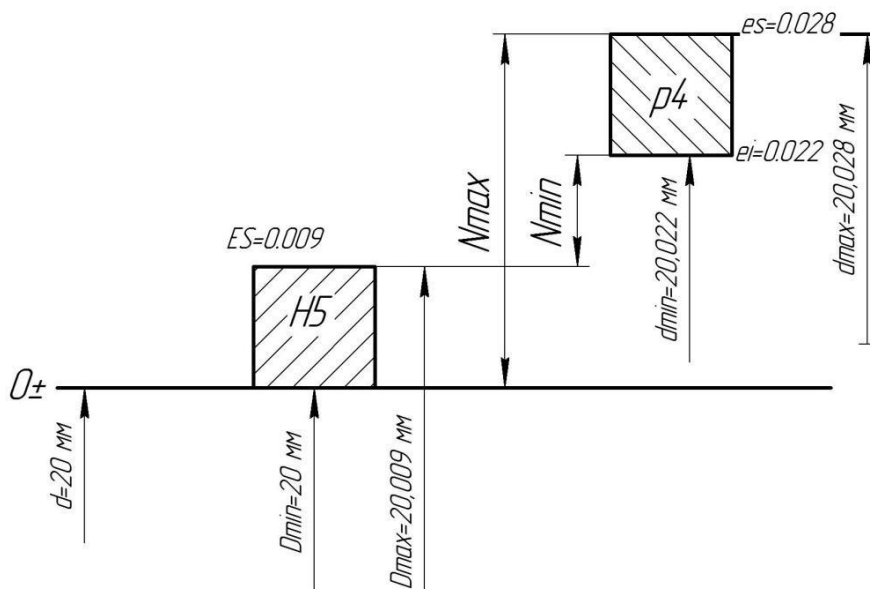


Рисунок 2.3 – Схема полів допусків

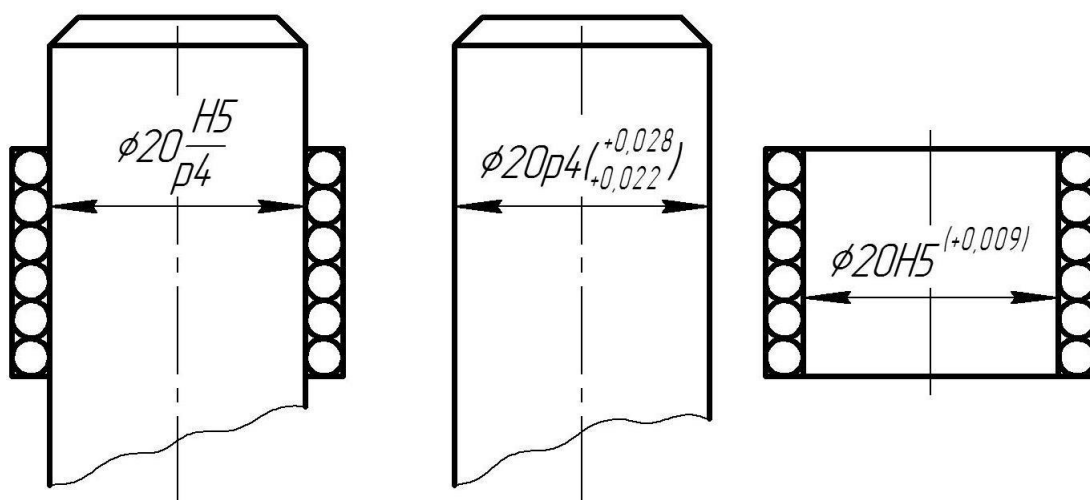


Рисунок 2.4 – Ескізи з'єднання

Результати розрахунків вносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків

Позначення заданого з'єднання			Ø20 H5/p4
Значення елементів з'єднання	Номінальний розмір, мм		20
	Зазор (натяг), мм	Smax	-0,013
		Smin	-0,028
	Допуск посадки		0,015
	Група посадки		3 натягом
	Система допусків		3

Значення елементів деталей	Отвір	Умовне позначення		Ø20 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	Dmax, мм	20,009
			Dmin, мм	20
	Вал	Умовне позначення		Ø20 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	dmax, мм	20,028
			dmin, мм	20,022

Згідно з проведеними розрахунками, для забезпечення необхідної точності традиційної посадки потрібно використовувати високоточне обладнання та дорогий інструмент. Це робить процес виготовлення пружинного вкладиша та деталей, що взаємодіють із ним, економічно недоцільним. До того ж подібні методики розрахунків не можуть бути застосовані до підшипника ковзання з рухомим пружинним вкладишем, оскільки він потребує іншого конструктивного підходу.

У зв'язку з цим було запропоновано виконати пружинний вкладиш у конічній формі, а сполучувані з ним поверхні деталей залишити циліндричними. Такий підхід дозволяє гарантовано забезпечити необхідний натяг на циліндричних поверхнях і підвищити надійність посадки [12].

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

Запропонований ремонтний комплект підшипника ковзання для зворотно-обертального руху (рис. 2.5) складається з трьох основних елементів: вала 1,

зовнішнього кільця 2 та розташованого між ними спірального вкладиша 3, виконаного у вигляді гвинтової пружини.

Особливістю конструкції є те, що спіральний вкладиш виготовлений рухомим і має конічну форму з кутом конуса від 1° до 5° . Діаметр дроту пружини d дорівнює половині зазору між діаметром вала D та діаметром отвору вкладиша $D+2d$. Монтаж здійснюється з натягом як по торцевих поверхнях, так і по внутрішній та зовнішній, що забезпечує стабільність роботи механізму та формування характерного «ефекту храповика» [22, 23].

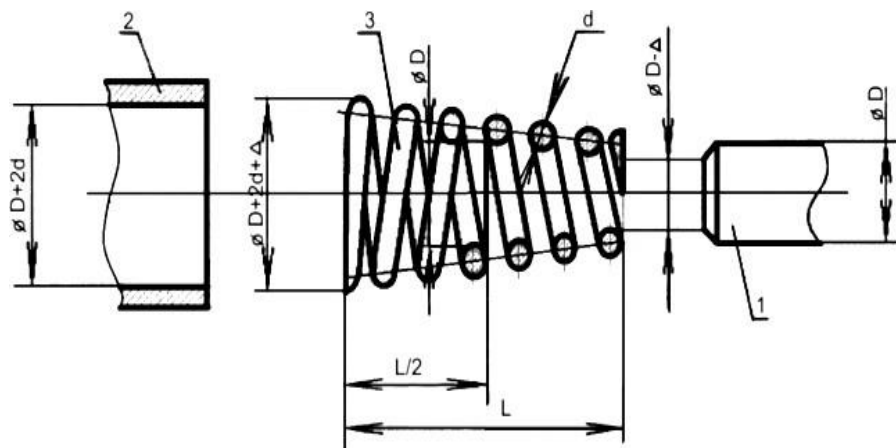


Рисунок 2.5 – Конічний підшипник ковзання для зворотно-обертального руху

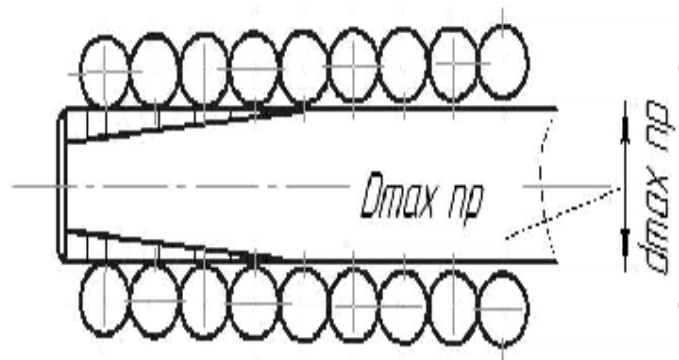


Рисунок 2.6 – Розташування пружини, надягнутої на вал з натягом на половині її довжини

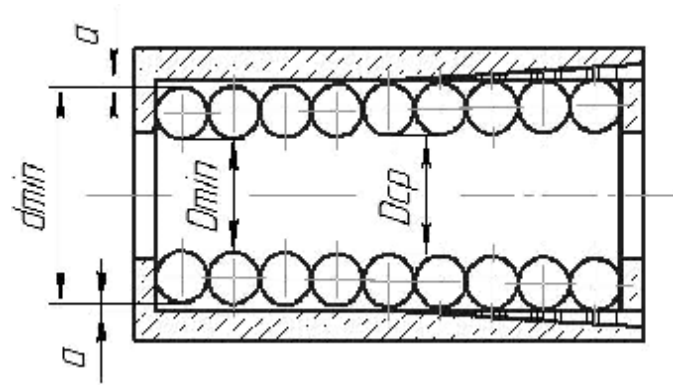
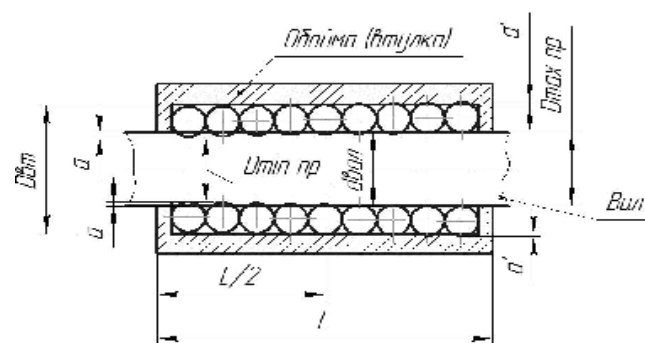
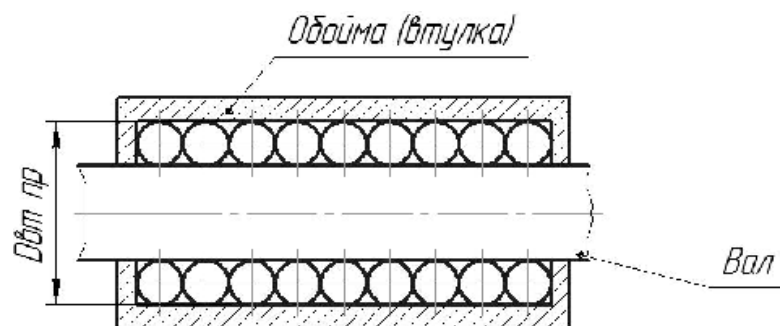


Рисунок 2.7 – Розташування пружини, вставленої у втулку з натягом на половині її довжини

Вкладиш розташовується між втулкою 1 та валом 2 (рис. 2.8). Для його виготовлення використовується конічна пружина, яку формують шляхом навивки дроту на вал, створюючи середній діаметр $d_{cp.pr}$. Якщо така пружина встановлена на вал і розміщена у втулці, то її середній діаметр на валу позначається як $d_{cp.pr}$, а відповідний діаметр отвору – як $D_{cp.pr}$, розраховуємо за формулами 2.21 та 2.22.



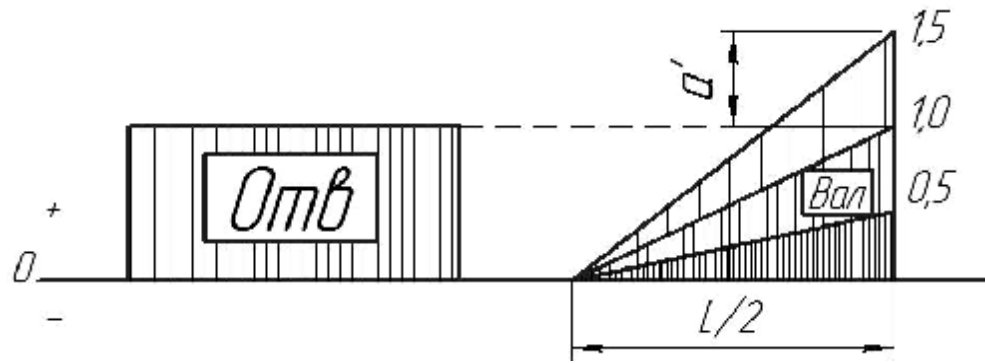
а)



б)

Рисунок 2.8 – Схеми розташування пружини

а) варіант розташування пружини за умови, що вона вважається абсолютно



б) - сполучення пружини й вала

Рис. 2.9. Схема полів допусків для конічної пружини:

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

Під впливом осьового навантаження довжина пружинного вкладиша змінюється, що призводить до варіації його основних геометричних параметрів Розраховується за формулами 2.23 – 2.25 [22].

Де: D_0 – початковий діаметр утворюючого циліндра ненавантаженої пружини;

ΔD – зміна діаметра утворюючого циліндра;

α_0 – початковий кут підйому осі гвинтового бруса ненавантаженої пружини;

$\Delta \alpha$ – зміна кута підйому осі гвинтового бруса;

l_0 – початкова довжина осі робочої частини гвинтового бруса ненавантаженої пружини;

Δl – зміна довжини осі робочої частини гвинтового бруса.

Найбільший вплив на роботу конструкції має зміна кута підйому витків пружини, що безпосередньо пов'язане зі зміною її діаметра. Подовження Δl настільки незначне, що його можна не враховувати, вважаючи вісь гвинтової пружини абсолютно нерозтяжною, тобто приймаючи $\Delta l = 0$.

Зміни діаметра ΔD та кута нахилу витків $\Delta \alpha$ визначаються величиною навантаження P , початковими геометричними параметрами пружини, а також пружними характеристиками матеріалу, з якого вона виготовлена.

У літературних джерелах [19, 20] наведені розрахункові співвідношення для визначення зміни діаметра утворюючого циліндра ΔD , що становить для даного

дослідження особливий інтерес розраховуємо за формулою 2.26.

Знак «мінус» у формулі вказує на те, що сила, яка стискає пружину, розглядається як від'ємна. При цьому приймається, що рівень напружень не перевищує межі пропорційності, а гвинтовий стержень, з якого сформовано пружину, під час визначення переміщень можна вважати брусом малої кривизни, довжина якого залишається сталою, тобто $\Delta l = 0$.

Для того щоб запобігти повертанням одного з торців пружини під дією осьового навантаження P відносно іншого, до її кінців необхідно прикласти обертальний момент $M = M_0$, розраховуємо за формулою 2.27.

Осьове зусилля P можна подати у вигляді функції від кута підйому α . У процесі прикладання навантаження цей кут поступово змінюється. Для пружин розтягування та стиску з торцевими частинами, що розв'язується за формулою 2.28.

Підставивши у формулу (2.28) значення діаметра D деформованої пружини, можна отримати вираз, який дозволяє визначити величину осьової сили P , розраховується за формулою 2.29.

Осьове переміщення кінців пружини розраховуємо за формулою 2.30.

Приймаючи послідовні значення кута підйому α , можна обчислити відповідну силу P та осьове переміщення кінців пружини λ . Це дозволяє побудувати її нелінійну характеристику у координатах $\lambda - P$ (рис. 2.10) [11].

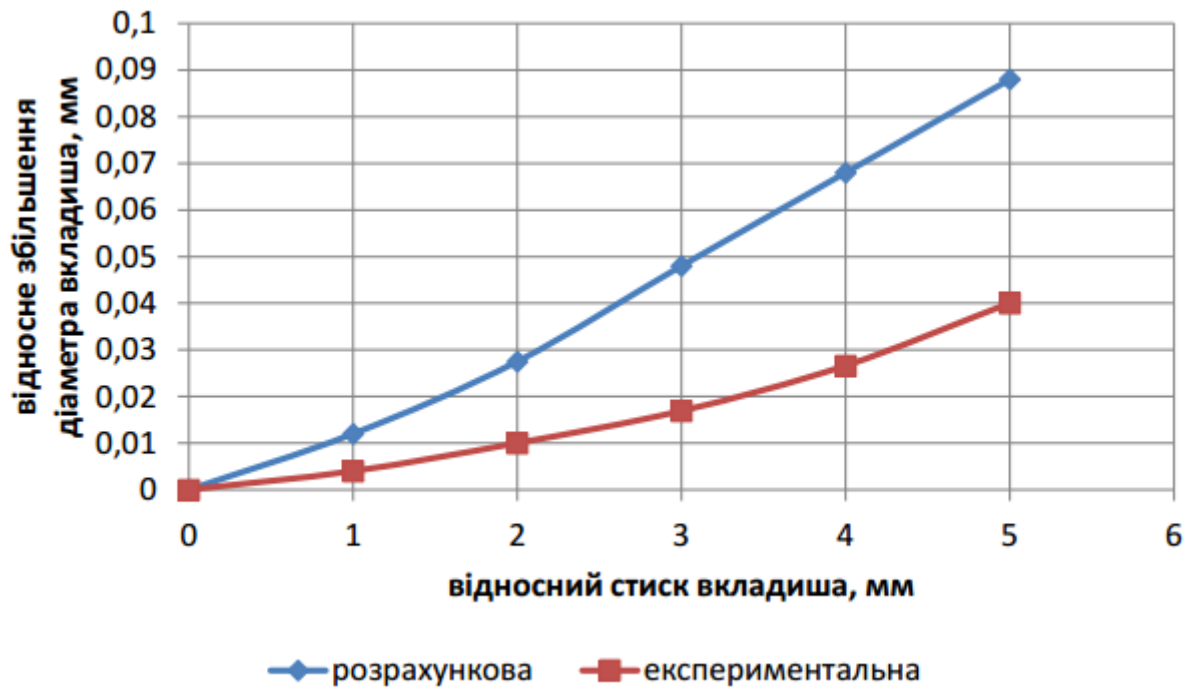


Рисунок 2.10 – Характеристики пружинного вкладиша

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 є технологічно простішим та економічно доцільнішим, ніж обробка конічних поверхонь вала й кільця. Кут конуса в межах від 1° до 5° забезпечує необхідний попередній натяг на половинах робочих поверхонь: вузька частина конічного вкладиша щільно охоплює вал, тоді як широка – створює натяг по внутрішній поверхні кільця. При цьому зі збільшенням кута зростає й величина натягу.

Проте перевищувати кут у 5° недоцільно, оскільки надмірний нахил ускладнює процес складання підшипника, тоді як кут менше 1° також небажаний, адже натяг виявляється недостатнім для забезпечення стабільної роботи вузла [22, 23].

Висновки

Розрахунками отримано залежність, що описує характеристику конічного пружинного вкладиша підшипника у складі інноваційного ремонтного комплексу сайлентблока. Вона відображає математичну модель роботи вкладиша при його взаємодії з циліндричними поверхнями втулки.

Зазначена залежність може бути застосована для інженерних розрахунків

удосконаленого ремонтного комплексу, а також під час відновлення працездатності сайлентблока амортизатора.

Особливістю конструкції інноваційного ремонтного комплексу є використання нетрадиційних посадок конічного пружинного вкладиша у поєднанні з втулками, що забезпечує підвищену надійність з'єднання.

3 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

3.1. Загальна структура експериментальних досліджень

Експериментальні випробування передбачають застосування методик, що дають змогу отримати швидкісні характеристики та оцінити вплив зусиль стиску й відбою в амортизаторі залежно від заданих параметрів. У рамках дослідження проводилися як практичні експерименти, так і стендові випробування: частину було виконано на обладнанні власної розробки, а іншу – на стенді СИА-04 «ЭНГА», виготовленому ТОВ «ІТЦ-ТЕСТ».

Загальна схема методів дослідження представлено на рис. 3.1

3.2. Об'єкт і умови проведення експериментальних досліджень

Для підвищення ресурсу роботи підвіски, а також забезпечення безпечного й комфортного руху автомобіля, доцільно застосовувати конструкції амортизаторів із використанням інноваційних ремонтних комплектів. Такий комплект складається з двох удосконалених рішень: у поршневому вузлі та в сайлентблоці амортизатора.

Щодо першого вузла, під час експериментальних досліджень було заплановано вивчити вплив температури та швидкості переміщення поршня амортизатора на величину зусиль стиску й відбою. Для порівняння аналізувалися показники як стандартних, так і модернізованих амортизаторів автомобілів марки ВАЗ (рис. 3.2).

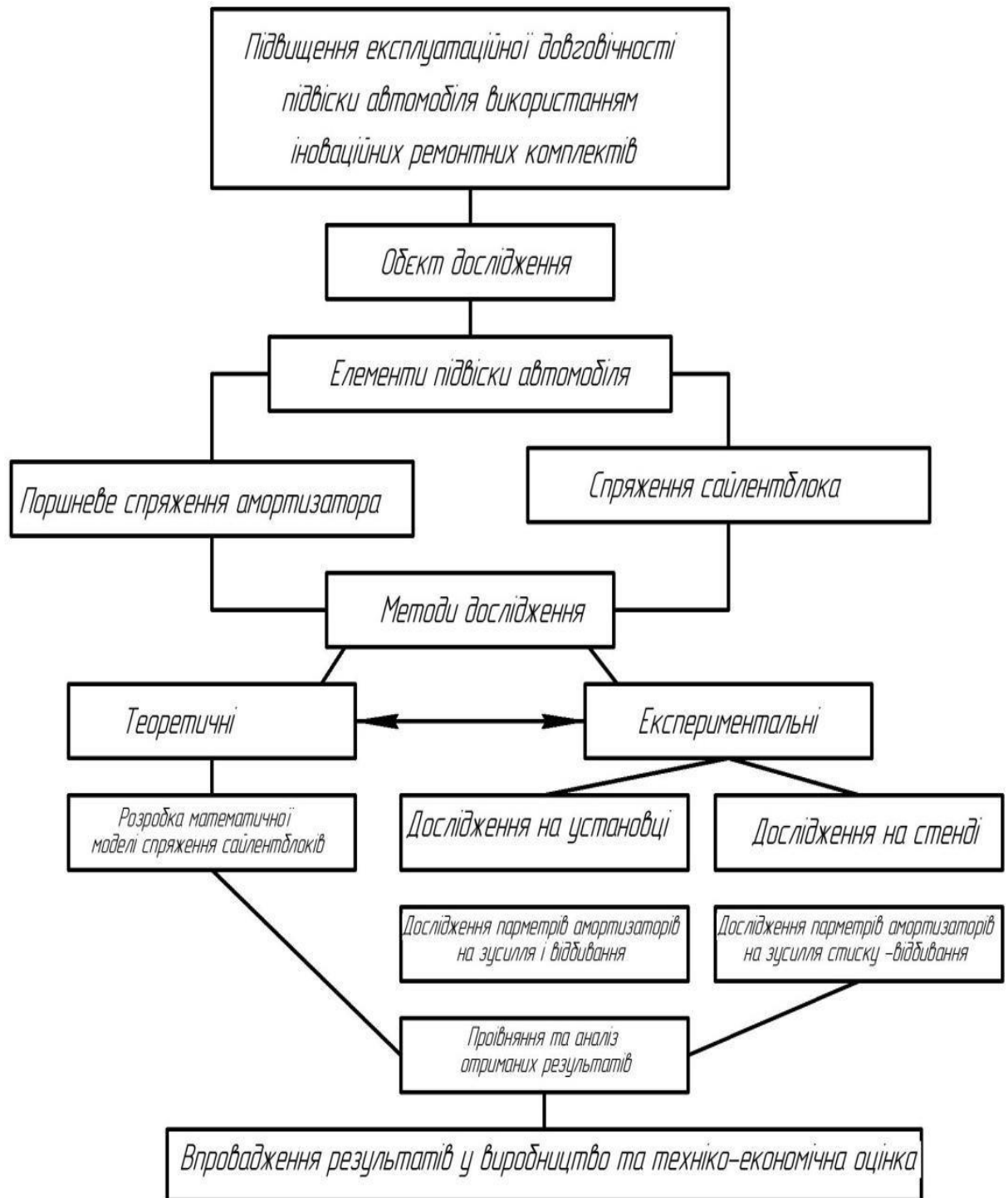


Рисунок 3.1 – Експериментальні методи, використовувані для досліджень стандартного й удосконаленого амортизаторів



Рисунок 3.2 – Амортизатор автомобіля ВАЗ

Технічні характеристики конструкції амортизатора представлені в таблиці 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 процесі експериментальних випробувань вивчалася динаміка швидкісних характеристик амортизатора залежно від температури (контроль температурної характеристики здійснювався згідно з ОСТ 37.001.440-86), а також зміна сили опору в міру нагрівання чи охолодження амортизатора.

Для стандартного та модернізованого амортизаторів перед початком досліджень були зняті характеристики в дросельному режимі при відбої та в клапанному режимі при стиску за трьох температурних умов: $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ і $+45^{\circ}\text{C}$. Задні амортизатори мали регресивний тип характеристики, що добре забезпечує гасіння коливань і зменшує крени кузова під час різких маневрів, проте водночас частково передає на кузов вібрації від нерівностей дорожнього покриття. При низьких швидкостях переміщення поршня їх жорсткість

оцінюється як середня, тоді як зі зростанням швидкості та переходом у клапанний режим вона дещо зменшується.

Після реєстрації характеристик стандартного амортизатора в дросельному режимі при відбої та в клапанному режимі при стиску за трьох температур ($+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ і $+45^{\circ}\text{C}$) амортизатор було обережно розібрано та знежирено. Його конструкція включала поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Поршень із фторопластовим ущільненням і гвинтовою канавкою

Фторопластове ущільнення було демонтовано, а посадочне місце на поршні під нього – додатково розширено та поглиблено. На його місце встановлено металевий циліндричний пружинний вкладиш-ущільнювач, який виконує функцію лабіринтового ущільнення.

Навивання пружини здійснювалося на пружинонамоточному автоматі моделі А520, що використовується у лабораторії ПрАТ «ЄВРАЗ» (м. Дніпро). Як матеріал було застосовано оміднений дрід марки 65Г квадратного перерізу зі стороною 1,4 мм. Автомат дозволяє виготовляти дрібні пружини як циліндричної, так і конічної форми з правою або лівою навивкою, постійним чи змінним кроком, а також із підгорнутими або непідгорнутими крайніми витками (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 – Пружинний вкладиш на оправленні після круглого шліфування

Після виготовлення на пружинонамоточному автоматі пружина проходила додаткову обробку: її шліфували по зовнішньому діаметру, відрізали до необхідної довжини, торцювали та монтували на поршень амортизатора (рис. 3.5). Перед встановленням ущільнювальний пружинний вкладиш був ретельно промитий бензином і очищений стисненим повітрям.

Задній амортизатор було зібрано повторно з використанням нової всесезонної амортизаційної рідини AeroShell Fluid 1 [24], яка є композицією малов'язких нафтових масел із додаванням 8–10% кремнійорганічних сполук.



Рисунок 3.5 – Поршень у зборі з ущільнювальним обмідненим пружинним вкладишем

3.3. Характеристика обладнання для проведення експериментальних

досліджень

Для проведення експериментальних досліджень стандартних і модернізованих амортизаторів автомобіля була використана випробувальна установка власного виготовлення, створена на базі настільного свердлильного верстата. Вона призначена для визначення сил стиску та відбою (рис. 3.6). Розробка установки виконана спільно з фахівцями лабораторії «Випробування конструкцій» СТО, яке спеціалізується на відновленні стійок та амортизаторів автомобілів вантажопідйомністю до 3,5 т.

Умови дослідження:

1. Клапанний режим випробовувався при швидкості 0,25 м/с (для перевірки відповідності експлуатаційним і ремонтним рекомендаціям для автомобілів ВАЗ) та ході штока 100 ± 1 мм.

2. Діапазон вимірюваних сил:

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

3. Похибка вимірювання сили становила ± 5 Н, а швидкості – $\pm 0,02$ м/с.

Конструкція установки (рис. 3.7):

Установка складається з рами 1, на якій закріплений електродвигун 2. Обертання від двигуна передається через пасову передачу 3 до комбінованої передачі «зубчаста рейка – шестерня» 4, що взаємодіє з ексцентриком 5. На його боковій поверхні виконана прямокутна канавка 11, максимальний ексцентриситет якої дорівнює максимальному ходу штока амортизатора. Це дозволяє проводити випробування амортизатора 9 у різних режимах роботи. Переміщення штока фіксується датчиком реєструючого приладу 10.

До основи рами кріпиться стрем'янка 7, на якій розташований пружний елемент 6, що сприймає коливання від привідного механізму через гідравлічний амортизатор. Під ним установлений датчик опору 8, який реєструє параметри роботи.



Рисунок 3.6 – Експериментальна установка самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Принцип роботи установки полягає в такому. Досліджуваний амортизатор 9 корпусом закріплюється на пружному елементі 6, а його шток фіксується у канавці ексцентрика 5. Обертальний рух від електродвигуна 2 через пасову передачу 3, комбіновану передачу «зубчаста рейка – шестерня» 4 та ексцентрик 5 передається на шток амортизатора по канавці 11 прямокутного перетину, виконаній по профілю ексцентрика. У результаті на штоку створюються коливання заданої форми, які реєструються датчиком приладу 10.

Пружний елемент 6, закріплений одним кінцем на стрем'янці 7, встановленій на рамі 1, вільним кінцем сприймає коливання корпусу амортизатора 9, що передаються через його шток. Ці коливання фіксуються датчиком опору 8.

Під час випробування на установці отримується характеристика амортизатора, яка відповідає кривій 2 (рис. 3.8). Вона відрізняється від характеристики-прототипу (крива 1) завдяки застосуванню ексцентрика 5. Наявність ексцентрика з канавкою прямокутного профілю, максимальний

ексцентриситет якої дорівнює ходу штока амортизатора, дозволяє проводити випробування у різних режимах роботи.

Компактність установки забезпечується вдалою силовою схемою та конструктивними особливостями поєднаної передачі «зубчаста рейка – шестерня» 4 та ексцентрика 5.

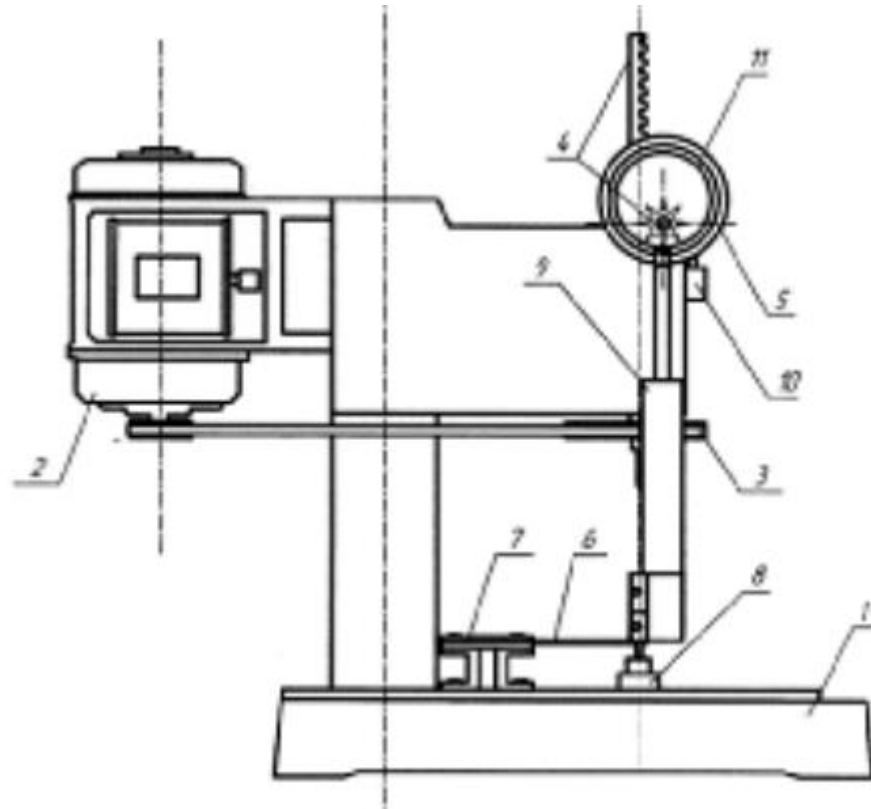


Рисунок 3.7 – Компонувальна схема експериментальної установки самостійного виготовлення для дослідження амортизаторів по зусиллю стиску й відбою

Для виконання порівняльних стендових випробувань амортизаторів зі стандартним та модернізованим поршневим ущільненням було застосовано випробувальний стенд СИА-04 «ЭНГА», розроблений і виготовлений ТОВ «ІТЦ-ТЕСТ»

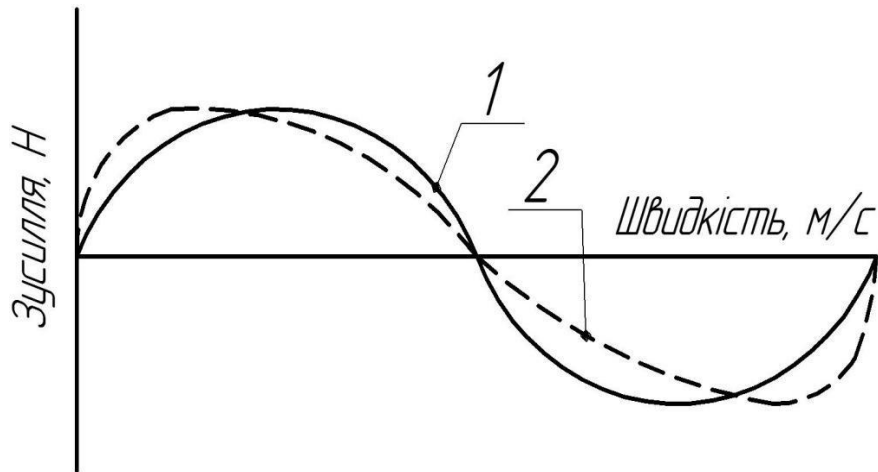


Рисунок 3.8 – Характеристика амортизатора

3.4. Удосконалювання сайленблока амортизатора застосуванням підшипника ковзання із пружинним вкладишем

У другому елементі ремонтного комплекту – сайлентблоці амортизатора – для зниження навантажень, що призводять до розриву гумової втулки, застосовано підшипник ковзання з конічним пружинним вкладишем, який встановлюється у попередньо розточений отвір втулки. Завдяки такому рішенню гумова втулка сайлентблока перестає працювати на скручування, сприймаючи лише радіальні зусилля, тобто виконує функцію демпфера. Це суттєво підвищує її експлуатаційну довговічність.

У конструкцію сайлентблока амортизатора було внесено такі вдосконалення:

1. Алюмінієву втулку розточено до діаметра 18,3 мм (рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Розточений внутрішній діаметр алюмінієвої втулки сайленблока

2. Було виготовлено сталеву втулку, у якій передбачено спеціальну порожнину для монтажу пружинного конічного вкладиша (рис. 3.10).

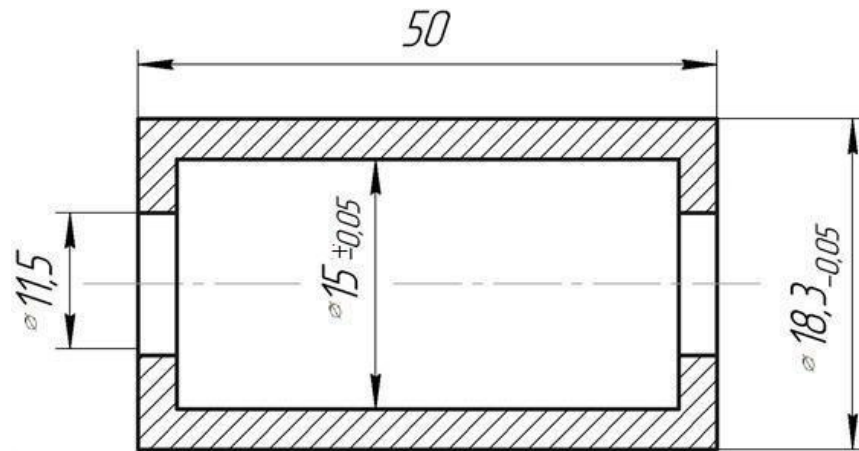


Рисунок 3.10 – Сталева втулка для пружинного конічного вкладиша

3. Втулку було запресовано в корпус сайлентблока.
4. Виготовлено конічний пружинний вкладиш.
5. Конічний пружинний вкладиш загвинчується у втулку, оскільки сама втулка має бортики по внутрішньому діаметру.

Технологія виробництва пружинного вкладиша передбачає виконання стандартних технологічних операцій, у тому числі обов'язкову термообробку. Навивання конічного пружинного елемента здійснювалося на пружинонамоточному автоматі моделі А520 з використанням обмідненого дроту марки 65Г квадратного перерізу зі стороною 1,4 мм.

Конічна пружина в конструкції сайлентблока виконує функцію зняття напружень у гумовій втулці, що виникають при зміні навантаження автомобіля, а також при діях зусиль стиску-відбою на дорожніх нерівностях.

Оскільки сайлентблок у вузлі закріплюється жорстко, в його гумовій втулці з'являються значні напруження, що можуть призвести до розриву гуми. Використання пружинного вкладиша забезпечує його поворот у потрібному напрямку під час зміни навантажень, знімаючи надлишкові напруження з гумового елемента. У даній конструкції гумова втулка виконує виключно демпфуючу функцію і не працює на скручування.

Таким чином, ресурс служби сайлентблока значно збільшується, тоді як у

традиційних варіантах він зазвичай виходить із ладу набагато раніше, ніж сам амортизатор. Конструкцію ремонтного комплексу деталей для заміни сайлентблока наведено на рис. 3.11.



Рисунок 3.11 – Ремонтний комплект деталей для інноваційного сайлентблока 1 – сайлентблок, 2 – конічний пружинний вкладиш, 3 – сталевий втулка

Отримані результати вимірювань зміни діаметра конічного пружинного вкладиша під дією осьового навантаження наведено на рис. 3.12.

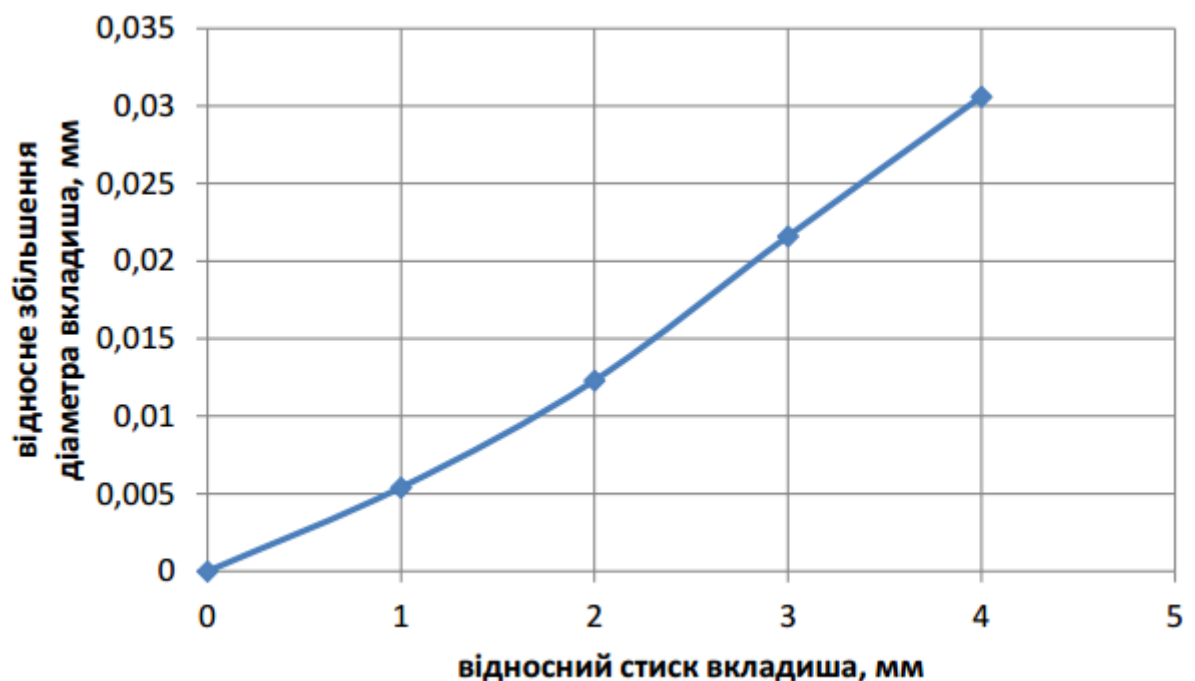


Рис. 3.12. Експериментальна характеристика конічного пружинного вкладиша підшипника сайлентблока

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

За результатами розрахунків за поданим раніше алгоритмом були побудовані графіки експериментальних і теоретичних залежностей. Аналіз показав, що з урахуванням довірчих інтервалів розбіжність становить близько 10 %, що є цілком допустимим у діапазоні значень 0 – 1,5 мм (рис. 3.13).

При порівнянні розрахункових і експериментальних кривих для циліндричних та конічних пружинних вкладишів підшипників ковзання у зворотно-обертальному режимі (рис. 3.14) видно, що криві конічного вкладиша майже співпадають і розташовані між відповідними кривими для циліндричного варіанта.

Таким чином, як розрахункова, так і експериментальна залежність для конічного пружинного вкладиша більш точно відображають реальні процеси, що відбуваються під час його роботи, у порівнянні з циліндричним виконанням.

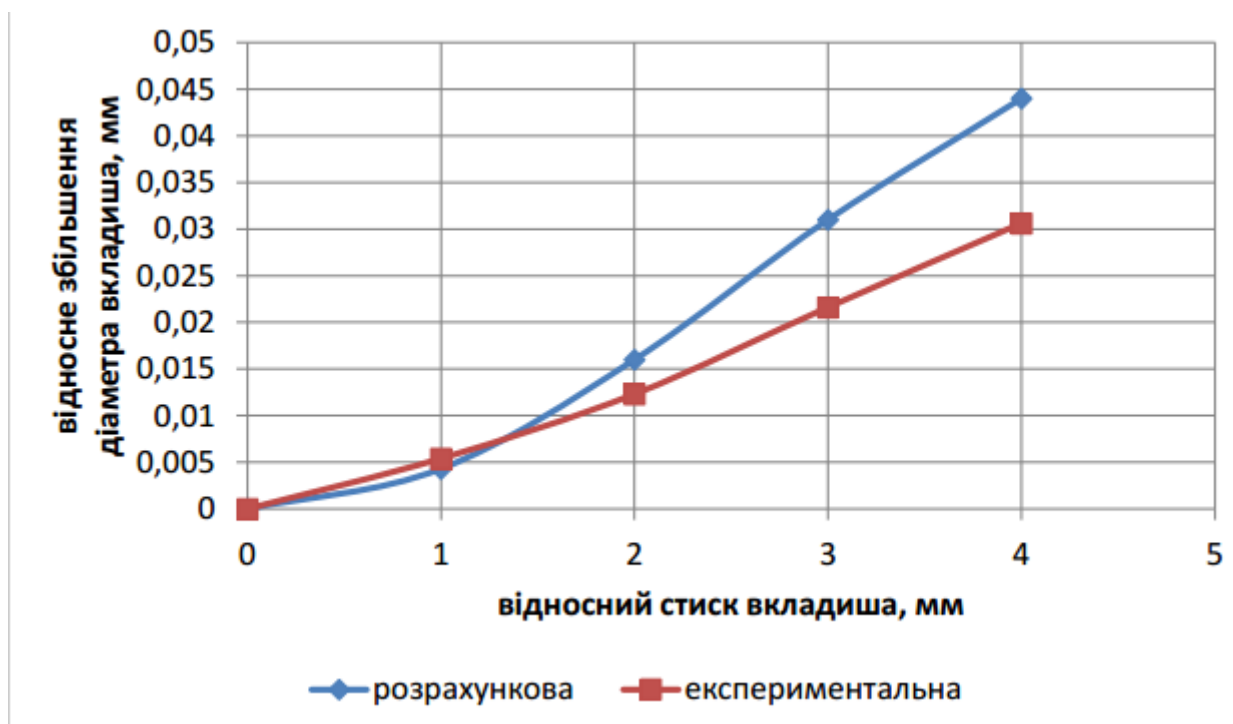


Рисунок 3.13 – Порівняльні характеристики конічного пружинного вкладиша підшипника сайленблока (розрахункова й експериментальна)

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

Підшипник ковзання з рухомим конічним пружинним вкладишем у ненавантаженому стані має початкові натяги на половиних робочих поверхнях у

з'єднаннях «вал – пружинний вкладиш» та «втулка – пружинний вкладиш».

Під час обертання в один бік натяг у парі «вал – пружинний вкладиш» поступово зменшується до нуля, а іноді й до утворення зазору. У той самий час у з'єднанні «втулка – пружинний вкладиш» натяг досягає максимального значення, і вкладиш разом із втулкою повертається на валу.

При обертанні у протилежний бік процес відбувається дзеркально: у сполученні «вал – пружинний вкладиш» натяг стає найбільшим, тоді як у парі «втулка – пружинний вкладиш» виникає зазор, і підшипник повертатиметься вже в цьому місці.

Таким чином, конічний пружинний вкладиш забезпечує дотримання ключової умови роботи підшипника – наявність пружного натягу на робочих поверхнях. Другою важливою умовою є герметизація внутрішніх порожнин для запобігання окисним процесам, що реалізується завдяки використанню сальникових ущільнень (рис. 3.14).

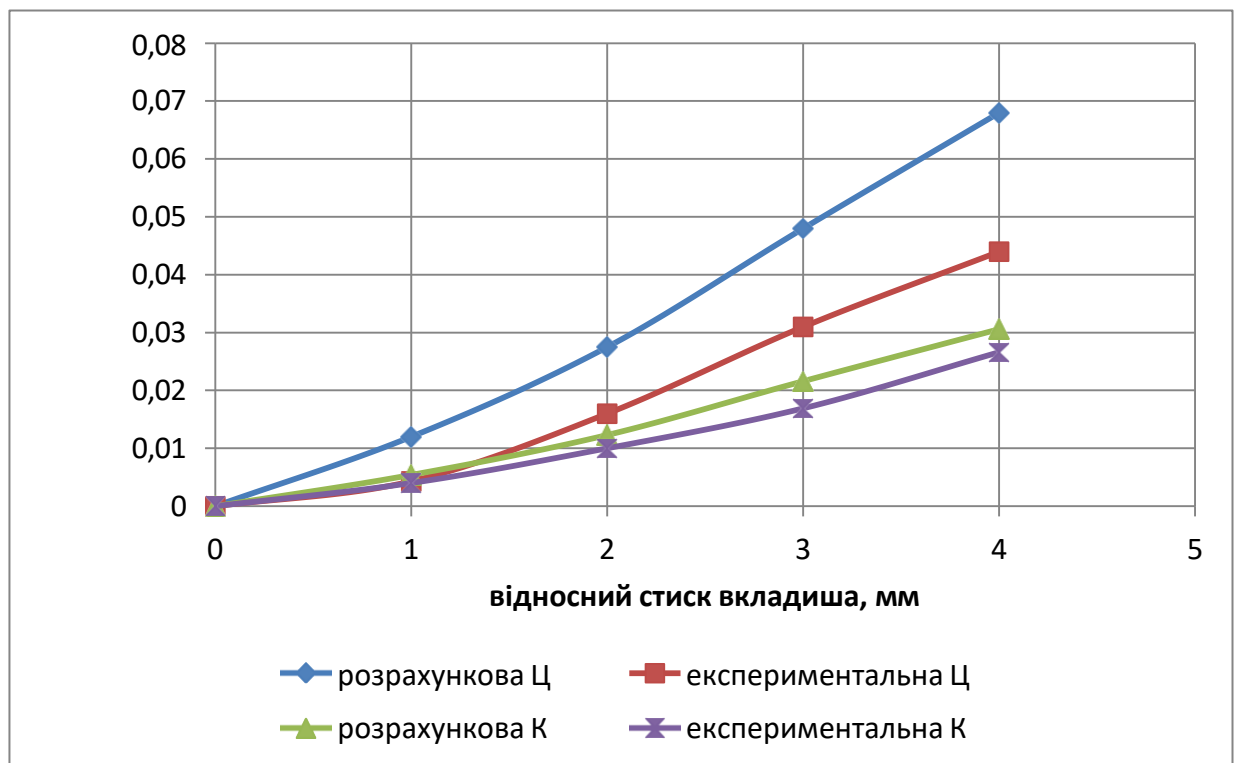


Рисунок 3.14 – Порівняльні характеристики циліндричного й конічного пружинних вкладишів підшипника сайленблока

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

У ході експлуатаційних досліджень інноваційні ремонтні комплекти, що включали сайлентблок та поршневе ущільнення, були встановлені у задні амортизатори автомобілів ВАЗ 2115 (2012 року випуску, службове авто СТО) та ГАЗ 3302 (Газель).

Випробування розпочалися у 2013 році. Перед монтажем удосконалених ремонтних комплектів було зафіксовано пробіг ВАЗ 2115, який становив 67 520 км. На цьому етапі амортизатори вже потребували заміни. Дослідження здійснювалися на автомобілях, що працювали у різних дорожніх умовах та на різному покритті. Машини експлуатувалися як вдень, так і вночі, у зимовий та літній періоди, причому водій залишався незмінним.

Вимірювання зносу сайлентблоків виконувалися після пробігу 25, 50, 75, 100 та 125 тис. км. За підсумками огляду після тривалого використання помітних змін зовнішнього вигляду сайлентблоків чи відхилень у розмірах правого і лівого амортизаторів не зафіксовано. Витоків робочої рідини з резервуарів також не виявлено.

Для контролю сполучень застосовували спеціально створений пристрій із циліндричним щупом і мікрометром МК 25-1. Враховуючи, що правий амортизатор зазвичай зношується швидше через ряд факторів (поперечні нерівності дороги, наїзди на узбіччя тощо), оцінювання проводили саме по ньому.

Стан стандартних сайлентблоків визначався відсотком руйнування гумової втулки, а модернізованих – за ходом болта підтискання металевої втулки, що компенсував зазор у підшипниковому сполученні. Граничні значення структурних параметрів були визначені методами математичної статистики за фактичними результатами експлуатації.

При пробігу 130 тис. км у правому амортизаторі відбувся розрив гумової втулки сайлентблока, а зношування у сполученні досягло 1,5 мм, що зробило подальшу експлуатацію неможливою. Динаміка зношування лівого та правого

амортизаторів з удосконаленими ремонтними комплектами представлена на рис. 3.15.

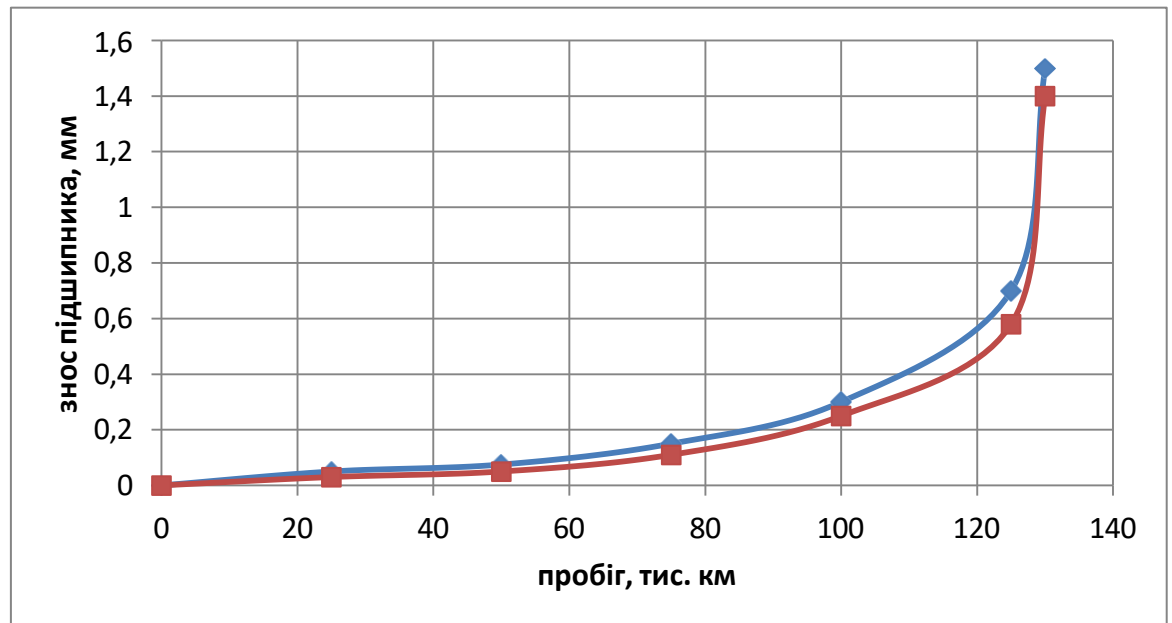


Рисунок 3.15 – Графіки зміни технічного стану сайленблків правого й лівого амортизаторів від пробігу автомобіля

З огляду на те, що правий амортизатор зазвичай піддається більш інтенсивному зносу порівняно з лівим через низку чинників (поперечні нерівності дорожнього полотна, часті наїзди правим колесом на узбіччя тощо), аналіз роботи стандартних та інноваційних сайлентблоків здійснювався саме за правим амортизатором.

Стан стандартного сайлентблока оцінювався за відсотком руйнування площі гумової втулки.

Порівняльні результати зміни технічного стану звичайних та удосконалених сайлентблоків у правих амортизаторах (які вважаються найбільш уразливими) залежно від пробігу автомобіля наведено на рис. 3.16.

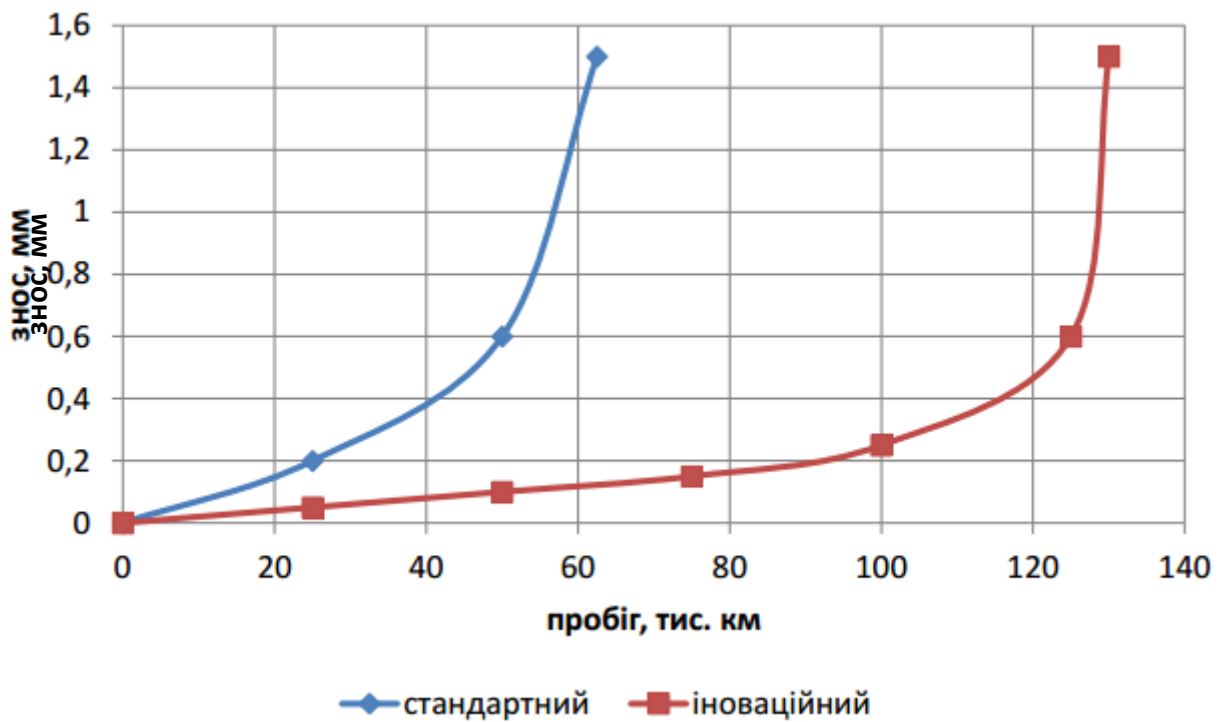


Рисунок 3.16 – Графіки зміни технічного стану сайленблків правих амортизаторів від пробігу автомобіля

(1 - стандартний правий, 2 - інноваційний правий) Як показано на рис. 3.16, середній ресурс стандартного амортизатора [25] до відмови становить близько 68–70 тис. км пробігу. Натомість автомобілі, оснащені ремонтними комплектами, продемонстрували роботу без критичних відмов у діапазоні від 115 до 130 тис. км.

Порівняльний аналіз графіків для стандартних і удосконалених правих амортизаторів засвідчує, що у всіх випадках процес зношування відбувається повільніше при використанні інноваційних сайлентблоків. Граничне зношування таких амортизаторів настає значно пізніше, ніж у стандартних конструкцій. Таким чином, довговічність модернізованих сайлентблоків амортизатора виявилася у 1,5–2 рази вищою порівняно з типовими.

3.6. Практичне застосування інноваційних ремонтних комплектів

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

Виготовлення традиційних посадок потребує застосування високоточного обладнання та дорогого інструменту, що робить виробництво пружинних вкладишів і деталей, які з ними з'єднуються, економічно не вигідним. Саме тому

було запропоновано використовувати конічну форму вкладиша, тоді як інші сполучувані поверхні деталей залишаються циліндричними.

На рис. 3.17 подані фотографії зношених деталей підшипникового вузла хрестовини зі слідами «неправильного бринелювання», тоді як на рис. 3.18 зображено удосконалену конструкцію хрестовини автомобіля ВАЗ «Нива».



Рисунок 3.17 – Зовнішній вигляд зношених деталей підшипникового вузла хрестовини

а) – обойма підшипника; б) – цапфа хрестовини



Рисунок 3.18 – Удосконалена хрестовина автомобіля ВАЗ «Нива»

Ремонтні комплекти для хрестовин класичних моделей автомобілів ВАЗ із використанням пружинних вкладишів замість голчастих підшипників наведені на фото (рис. 3.18).

У межах даної роботи об'єктом дослідження було обрано задній амортизатор автомобіля ВАЗ (рис. 3.19).

У конструкцію поршня амортизатора були внесені зміни, що стосуються поршневого кільця. Воно виконане у формі гвинтової циліндричної пружини з підгорнутими кінцевими витками. Для його виготовлення використано обміднений дрот квадратного перерізу зі сталі марки 65Г.

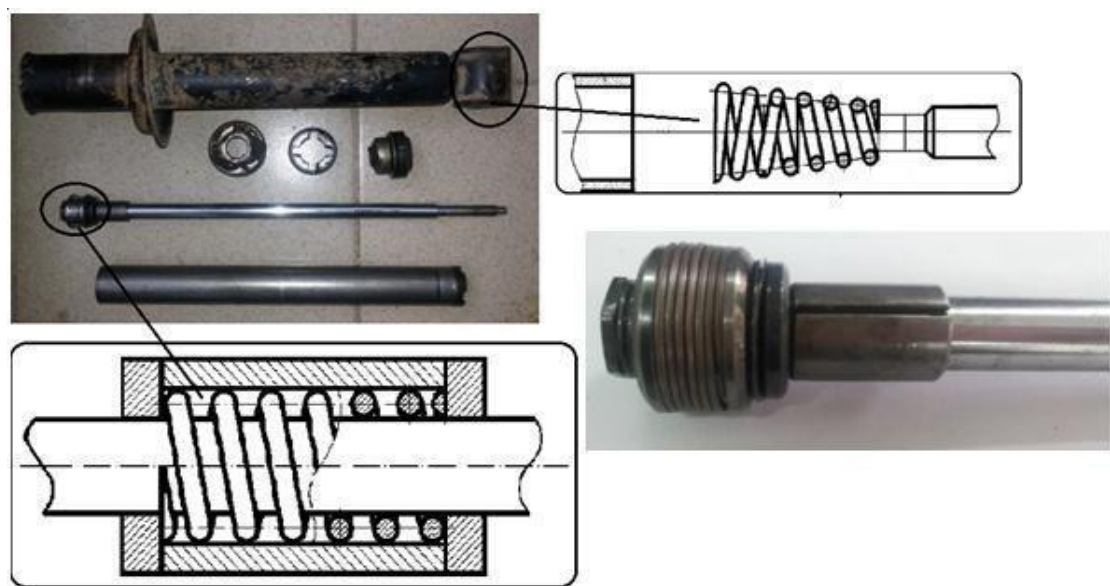


Рисунок 3.20 – Задній амортизатор автомобіля ВАЗ:

ремонтний комплект поршня з ущільненням із гвинтової циліндричної пружини квадратного перетину з підгорнутими витками

Висновки

Експериментальні дослідження підтвердили перевагу використання конічного пружинного вкладиша в підшипнику ковзання сайлентблока амортизатора порівняно з конструкцією, де застосовується циліндричний вкладиш.

Конічний вкладиш дозволяє забезпечувати стабільний натяг у з'єднаннях, водночас знижуючи витрати на виготовлення деталей завдяки менш жорстким вимогам до точності їх обробки.

Отримані експериментальні залежності зусиль стиску та відбою на штоку модернізованого амортизатора ($P_{ст}, P_{від}$) від швидкості його переміщення ($V_1=0,25$ м/с, $V_2=0,34$ м/с) і температури ($t=+7^{\circ}\text{C}$, $t=+45^{\circ}\text{C}$), а також результати стендових випробувань показали, що характеристики удосконаленого амортизатора перевищують показники нового стандартного аналога в середньому на 9,4 %.

У підсумку модернізація амортизатора зводиться до конструктивних змін у поршневому вузлі та сайлентблоці, що дозволяє подовжити термін його служби орієнтовно у 1,5–2 рази.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Стан охорони праці на підприємстві

За дотримання правил охорони праці на станції технічного обслуговування відповідає керівник СТО, який зобов'язаний створювати безпечні умови роботи відповідно до Закону України «Про працю» [26]. ПП СТО функціонує не лише як сервісна станція, а й має власний магазин запасних частин та витратних матеріалів (автохімія, масла, мастила тощо). Крім ремонту автомобілів різних марок, підприємство є авторизованим сервісним центром з обслуговування мікроавтобусів Mercedes-Benz Sprinter, тому питанням охорони праці тут приділяють значну увагу.

Магазин обладнано системами підтримання мікроклімату, працівники забезпечені фірмовим спецодягом. На складах, де зберігається обладнання та запчастини, запроваджено спеціальну систему зберігання й видачі продукції, яка зводить до мінімуму пряме втручання працівників. На робочій лінії з обслуговування мікроавтобусів Mercedes-Benz Sprinter у більшості випадків також дотримуються вимог техніки безпеки.

Підприємство регулярно організовує навчання з охорони праці згідно з ДНАОП 0.00-4.12-99 [26, 27], адже постійно надходить нове обладнання, яке вимагає не лише правильного використання персоналом, а й проведення інструктажу для клієнтів. СТО забезпечене методичними матеріалами з охорони праці: плакатами, брошурами, а також має спеціально обладнаний кабінет охорони праці, створений відповідно до наказу №191 «Типове положення про кабінет охорони праці» [28]. За порушення правил передбачена сувора відповідальність – від штрафних санкцій до звільнення.

Спеціаліст із охорони праці працює на умовах сумісництва. Оскільки СТО розташоване на території АТП-11263 і орендує частину боксів, до роботи додатково залучають фахівця з відділу охорони праці АТП.

Водночас ситуація в орендованих боксах, де проводяться ремонти автомобілів (здебільшого вітчизняного та СНД-виробництва), відрізняється від сервісної лінії для мікроавтобусів. Тут використовується застаріле обладнання

(здебільшого орендоване в АТП), працюють слюсарі з нижчим рівнем кваліфікації, що інколи призводить до травм і аварійних випадків. Система вентиляції не відповідає вимогам ДСН 3.3.6.042-99 [29]: влітку проблему вирішують відкриванням воріт, але в холодний період у приміщення потрапляють вихлопні гази.

Загальний аналіз показує, що рівень організації охорони праці на підприємстві досить високий. Однак у зв'язку з постійним оновленням обладнання й асортименту продукції, необхідний безперервний контроль за підготовкою та навчанням персоналу.

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

Оскільки ремонт ходової частини автомобілів здійснюється в орендованому боксі, виникають певні незручності, усунути які без згоди власника приміщення неможливо. Зокрема, дах потребує ремонту, а на стінах, облицьованих кахлем, у деяких місцях плитка відпала.

Найбільш значущим шкідливим фактором у цьому боксі, де проводяться роботи з ремонту ходової частини та підвіски, є відсутність ефективної примусової вентиляції. У моменти заїзду чи виїзду автомобіля, а також під час роботи двигуна, вихлопні гази накопичуються всередині приміщення. Працівники намагаються зменшити їх концентрацію, використовуючи гофровану трубу, яку одягають на вихлопну систему та виводять назовні, однак це лише частково вирішує проблему, оскільки певна кількість газів усе одно потрапляє в бокс.

Ситуацію ускладнює й те, що орендована зона призначена для обслуговування легкових автомобілів, але поруч розташований бокс для ремонту вантажного транспорту, вихлопні гази якого також проникають у приміщення.

Отже, найважливішим завданням для покращення умов праці є облаштування системи примусової вентиляції та встановлення місцевих витяжних пристроїв.

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

З метою зменшення проникнення вихлопних газів у приміщення мною запропоновано встановити систему локальної витяжної вентиляції.

4.3.1. Розрахунки кількості відпрацьованих газів

Розрахунок об'єму відпрацьованих газів, що утворюються під час роботи двигуна автомобіля КамАЗ-55111, виконаємо для двох режимів [30]:

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

Спершу визначимо теоретичну кількість повітря, необхідну для повного згоряння 1 кг дизельного пального розраховуємо за формулою 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.).

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

Робочий режим двигуна при максимальних обертах. Визначимо розрахункову кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг дизельного палива розраховуємо за формулою 4.2, де α_{max} – коефіцієнт надміру повітря на максимальних обертах, $\alpha_{max} = 1,5$.

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

Годинну витрату палива визначимо за формулою 4.3, де $g_{e.max}$ – питома витрата палива, $g_{e.max} = 178$ г/г.с год, $N_{e.max}$ – потужність двигуна, $N_{e.max} = 220$ г.с.

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

Годинну витрату повітря визначаємо за формулою 4.4.

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

Годинну витрату паливоповітряної суміші розраховуємо за формулою 4.5.

$$G_{т.в.max} = 39,16 + 849 = 888,16 \text{ кг/г}$$

Кількість свіжого повітря визначимо по формулі 4.6, де L_0 – об'єм повітря який потрібен для згоряння одного кілограму дизеля, кмоль/кг.

$\dot{L}_0$ обчислюємо за формулою 4.7

$$\dot{L}_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

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

Обчислимо вміст окремих складових продуктів згоряння за умови, що коефіцієнт надлишку повітря прийнято рівним $\alpha_{\max} = 1,5$ за формулою 4.8 – 4.11.

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot 1,5 \cdot 0,495 = 0,5866 \text{ кмоль/кг}$$

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

Сумарний об'єм утворених продуктів згоряння визначаємо за формулою 4.12.

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

$$\beta = \frac{0,7741}{0,7425} = 1,04$$

Обчислимо густину відпрацьованих газів. Приймаємо, що $\rho_{\text{о.г.}} \approx \rho_{\text{пов.}}$

Робота двигуна на холостому ходу розраховується за такою формулою 4.13-4.15, 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 $t = 50^\circ\text{C}$.

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

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

Розрахунок роботи двигуна на холостому ходу виконується за аналогічним принципом. Об'єм відпрацьованих газів при максимальних обертах двигуна значно перевищує кількість газів у режимі холостого ходу $V_{\text{о.г. max}} = 855,03 \frac{\text{м}^3}{\text{г}} >$

$$V_{o.g.x.x} = 452,12 \frac{m^3}{г}.$$

Тому підбір котушки для відведення вихлопних газів здійснюється з урахуванням режиму максимальних обертів.

Підбір обладнання для відведення вихлопних газів. Згідно з проведеними розрахунками, при роботі двигуна на максимальних обертах виділяється 855,03 м³/г газів. Для забезпечення обслуговування двох паралельних постів довжина досяжності витяжного шланга котушки повинна бути не меншою за 4,5 м, а висота монтажу котушки – 4,7 м. Цим вимогам відповідає котушка моделі SERF-150-7.5/SP виробництва ТОВ «Сибклим».

Основні технічні параметри:

- діаметр витяжного шланга – 150 мм;
- довжина шланга – 7,5 м;
- продуктивність – 1080 м³/год;
- потужність електродвигуна – 0,75 кВт;
- напруга живлення – 380 В;
- швидкість обертання – 2800 об/хв.



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

Таблиця 4.2 – 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

На станціях технічного обслуговування можуть виникати аварійні та надзвичайні ситуації, які, однак, не потребують обов'язкового інформування населення чи відповідальних державних структур. У випадку їх виникнення необхідно діяти відповідно до затверджених інструкцій, що розроблені згідно з чинними нормами та правилами, із суворим дотриманням порядку ліквідації наслідків.

Однією з найбільш небезпечних ситуацій під час роботи обладнання є падіння автомобіля з підйомника. На підприємстві використовується двостійковий підйомник П-133.

Основними чинниками, що можуть спричинити аварію, є:

- помилки, допущені персоналом під час експлуатації;
- порушення встановленого режиму використання обладнання;
- технічні несправності окремих вузлів і деталей системи.

З метою попередження аварійних ситуацій, пов'язаних із падінням транспортного засобу з підйомника, доцільно реалізувати комплекс профілактичних заходів:

- здійснювати періодичне технічне обслуговування обладнання: часткове – не рідше одного разу на три місяці, повне – щонайменше один раз на рік;
- проводити технічну перевірку після кожного ремонту підйомника;
- організовувати експертне обстеження обладнання, що відпрацювало нормативний термін служби, у відповідності до НПАОП 0.00-1.62-12 [31];
- виконувати візуальні огляди підйомника на початку кожної робочої зміни з перевіркою його працездатності;
- здійснювати навчання, атестацію та інструктаж персоналу при

первинному прийомі на роботу, повторно чи за необхідності;

- перевіряти знання обслуговуючих працівників:

- а) планово – не рідше одного разу на рік;

- б) при переведенні на іншу посаду;

- в) на вимогу керівника виробництва;

- розробляти й постійно актуалізувати технічну документацію, що визначає безпечні методи та способи виконання робіт.

Висновок

Проведене дослідження умов охорони праці показало наявність низки проблем, серед яких відсутність належної вентиляційної системи та застосування застарілого обладнання під час окремих операцій. У зв'язку з цим була розроблена система локального відведення вихлопних газів, а також визначені заходи дій у випадку аварійної ситуації, зокрема при падінні автомобіля з підйомника.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Виконане дослідження спрямоване на пошук та впровадження методів підвищення надійності й довговічності елементів автомобільної підвіски.

Основним практичним результатом роботи стала розробка конструкції амортизатора з демпфуючою втулкою, що дозволяє суттєво зменшити навантаження на сам амортизатор, продовжуючи його ресурс у середньому на 45–50 %.

Техніко-економічне обґрунтування отриманих результатів включає такі етапи:

- оцінку прогресивності запропонованого рішення;

- вибір базового варіанта для порівняння;

- визначення економічної ефективності.

Застосування амортизаторів із демпфуючою пружиною на практиці дозволяє суттєво збільшити строк служби гальмівної системи та, що особливо важливо, підвищити рівень безпеки експлуатації автомобіля. Це обумовлено тим,

що, згідно з [23], близько 40 % дорожньо-транспортних пригод виникають через відмови елементів ходової частини.

Для порівняльного аналізу ефективності удосконаленої конструкції амортизатора в якості базової моделі було обрано амортизатор автомобіля ГАЗ 3302 виробництва MANDO CORPORATION (Сеул, Корея). Його конструкція та принцип дії є типовими для більшості амортизаторів, які використовуються у сучасних транспортних засобах.

Економічна доцільність впровадження розробленого методу підвищення довговічності підвіски підтверджується такими чинниками:

- зниженням вартості ремонту амортизаторів завдяки скороченню поточних витрат;
- зменшенням коефіцієнта питомих капітальних інвестицій;
- збільшенням ресурсу амортизаторів з 50 000 км пробігу до 95 000–100 000 км.

Річний економічний ефект від реалізації отриманих результатів, відповідно до методики [24], може бути визначений за спеціальною формулою 5.1, де A_n – кількість ремонтів амортизаторів автомобілів, що виконуються протягом року;

C_1 , C_2 – витрати на ремонт амортизаторів одного автомобіля відповідно за традиційною та модернізованою технологією;

K_1 , K_2 – питомі капітальні вкладення при застосуванні базового та удосконаленого варіантів ремонту;

E_n – нормативний показник економічної ефективності, який приймається рівним 1,15.

Розрахунок річного економічного ефекту проведемо для умов СТО, де здійснюється ремонт амортизаторів автомобілів, зокрема моделі ГАЗ 3302, кількість яких у річному обслуговуванні становить близько 100–150 одиниць.

Собівартість ремонту амортизаторів для одного автомобіля визначається за формулою 5.2, де C_3 – витрати на виплату основної та додаткової заробітної плати робітникам;

C_e – вартість спожитої електроенергії;

См – вартість використаних допоміжних матеріалів;

Сін – інші супутні витрати.

Витрати на оплату праці визначаються з урахуванням трудомісткості ремонтних операцій та кваліфікаційного рівня робітників, які залучаються до процесу. Для ремонту чотирьох амортизаторів одного автомобіля за базовою технологією трудомісткість становить 4,6 люд.-год.

У випадку застосування модернізованої технології до цього часу додається ще операція з установлення пружинної втулки, що займає 0,4 люд.-год на комплект із 4 амортизаторів. Таким чином, загальна трудомісткість у новому варіанті дорівнює 5 люд.-год.

Годинна тарифна ставка для слюсаря 4-го розряду становить 85 грн. З урахуванням 40 % преміальних надбавок витрати на заробітну плату розраховуються за формулами 5.3- 5.4, де Тгод – погодинна тарифна ставка, грн.;

Троб. – трудомісткість виконання операцій, люд.-год.

Вартість спожитої електроенергії обчислюється шляхом множення потужності привідного електродвигуна на тривалість використання обладнання під час виконання робіт.

Для базового методу енергія витрачається переважно на розбірно-складальні операції, а також на токарну обробку канавок. У випадку вдосконаленої технології додатково враховуються витрати на шліфування, що підвищує загальний рівень енергоспоживання. Розрахунок виконується за формулами 5.5 та 5.6.

$$P_{\text{баз}} = (1,2 \cdot 0,3) \cdot 4 = 1,44 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{пр}} = ((1,2 + 10) \cdot (0,3 + 0,06)) \cdot 4 = 16,12 \text{ кВт}$$

де $P_{\text{верст}}$ – потужність розточного та шліфувального верстатів, кВт;

$P_{\text{роз-ск}}$ – потужність розбирально-складальних робіт (прес, гайковерт), кВт;

$T_{\text{вер}}$ – трудомісткість верстатних робіт, люд. год.;

$T_{\text{р}}$ – трудомісткість розбирально-складальних робіт, люд. год.

Таким чином, розрахована величина спожитої електроенергії при проведенні

ремонту одного автомобіля визначимо за формулами 5.7 та 5.8.

$$C_{\text{ел.баз}} = 1,44 \cdot 3,26 = 4,7 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{ел.пр}} = 16,12 \cdot 3,26 = 52,6 \text{ грн.}$$

де $C_{\text{ел}}$ – тариф за один кіловат електроенергії, грн.

Вартість витратних матеріалів у процесі ремонту амортизаторів за базовою технологією визначається переважно за рахунок ущільнювачів, мастила та газу. Зазвичай ця сума становить 126 грн на один амортизатор, тобто 504 грн на комплект із чотирьох штук. У проектному варіанті до цієї суми додаються витрати на встановлення пружинної втулки (4 шт. по 36 грн = 144 грн), у результаті чого загальна вартість матеріалів складає 648 грн.

Додаткові витрати фінансового характеру приймаються на рівні приблизно 10 % від фонду основної та додаткової заробітної плати визначимо за формулами 5.9 та 5.10.

$$C_{\text{ін.баз.}} = 547,4 \cdot 0,1 = 54,7 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{ін.пр.}} = 595 \cdot 0,1 = 59,5 \text{ грн.}$$

У підсумку загальна собівартість проведення ремонту комплекту амортизаторів одного автомобіля становить:

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

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

Однак заміна амортизаторів у середньому виконується після пробігу близько 50 000 км, що відповідає приблизно 0,9 разу на рік, оскільки середньорічний пробіг автомобіля складає 45 000 км.

$$45000/50000=0,9$$

Тоді можемо визначити за формулами 5.11 та 5.12.

$$C_{\text{баз.річ.}} = 1110,8 \cdot 0,9 = 999,7 \text{ грн.рік}$$

$$C_{\text{пр.річ}} = 1355,1 \cdot 0,45 = 609,8 \text{ грн.рік}$$

За умови використання проектної технології ресурс амортизаторів

збільшується на 50 %, тобто досягає 100 000 км. Це означає, що протягом року ремонтуватиметься лише 0,45 автопарку.

Питомі капітальні витрати на відновлення амортизаторів одного автомобіля визначаються за формулою 5.13.

де V – капітальні інвестиції, необхідні для реалізації базового та удосконаленого варіантів; орієнтовно: $V_1 = 66\,000,0$ грн (вартість розбирально-складального та заправного обладнання), $V_2 = 68\,200,0$ грн (сума, що включає витрати на базове оснащення та додатково пристрій для навивки пружин).

A_n – річна кількість ремонтів амортизаторів автомобілів;

t – строк експлуатації обладнання, прийнятий рівним 10 років.

Таким чином, питомі капітальні витрати при використанні базового й удосконаленого обладнання відповідно складають:

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

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

Підставивши розраховані показники у формулу (5.1), отримаємо значення річного економічного ефекту, який забезпечується впровадженням результатів проведених досліджень:

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

Термін повернення капітальних інвестицій визначається за наступною формулою 5.14.

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

Підсумкові дані техніко-економічного аналізу представлені 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. Отже, щорічний економічний ефект від упровадження запропонованої технології ремонту амортизаторів становить 38 730,0 грн. При цьому на більших виробничих підприємствах дана величина може бути ще вищою.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено важливе наукове завдання, що полягає у збільшенні експлуатаційної довговічності елементів автомобільної підвіски та зменшенні витрат на підтримання її працездатності шляхом використання інноваційних ремонтних комплектів. Вони включають підшипники ковзання з конічними пружинними вкладишами в сайлентблоках і циліндричні пружинні вкладиші в поршневих з'єднаннях.

2. Теоретично обґрунтовано та розроблено нові ремонтні комплекти, що містять удосконалені сайлентблоки та поршневі спряження амортизатора, а також визначено методику їх розрахунку.

3. Результати експериментальних випробувань швидкісних та робочих характеристик амортизатора з модернізованим поршневим циліндричним пружинним ущільненням показали: при швидкості 0,25 м/с зусилля на штоку становило 608,9 Н, що на 9,4% більше порівняно зі стандартним амортизатором, при цьому всі нормативні вимоги були дотримані. Експлуатаційні випробування підтвердили, що ресурс інноваційного сайлентблока у 1,5–2 рази перевищує показники стандартного.

4. Встановлено параметри експоненційної залежності зміни технічного стану сайлентблоків амортизаторів від пробігу автомобіля, розроблено математичні моделі характеристик конічних і циліндричних пружинних вкладишів, що дає змогу здійснити вибір найбільш оптимального типу підшипника. Доведено переваги конструкції з конічним пружинним вкладишем, яка запропонована для нової технології відновлення вузлів підвіски з використанням інноваційних ремонтних комплектів.

5. Сформульовано практичні рекомендації щодо застосування модернізованих ремонтних комплектів, які забезпечують зниження витрат на обслуговування та підвищення довговічності елементів підвіски.

6. Розроблено комплекс заходів з охорони праці.

7. Виконана техніко-економічна оцінка підтвердила доцільність

упровадження нової технології ремонту амортизаторів, річний економічний ефект від якої становить 38 730,0 грн. Зазначений показник може бути ще більшим при використанні методики на великих підприємствах.

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. Калганков Є.В Розрахунок довговічності гумових футерувань кульових рудорозмільних млинів з урахуванням старіння гуми / 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.

6. Калганков, Є. В. "Деякі проблеми гідроабразивно-втомного зносу деталей об'ємного гідроприводу мобільних машин / Калганков, Є. В. // Гео-технічна механіка 108 (2013): 133-142.
7. Надійність сільськогосподарської техніки: підручник / М. І. Черновол, В. Ю. Черкун. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Кіровоград : КОД, 2010. – 320 с.
8. Чабанний В.Я. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ В.Я. Чабанний. - Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. - 720 с.
9. Савельєв В. В. Вдосконалення автосервісу інтенсифікацією профілактичної стратегії: На прикладі передньопривідних автомобілів ВАЗ: автореферат дис. кандидата технічних наук : 05.22.10 / Савельєв Володимир Вікторович ,ВНАУ. - Вінниця, 2005. - 163 с.
10. Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо- та зернозбиральних комбайнів в умовах експлуатації // Вісник наук. пр. Вип. 2. – Дніпропетровськ: Державний аграрний університет, 2008 – 280 с.
11. Позняк М. В. Інформація про надійність автомобілів та її аналіз. Збирання та обробка інформації / М. В. Позняк. // КТУ. – 2008. – С. 25.
12. Триботехніка. Курс лекцій / Д.П. Журавель, О.Ю. Новик, А.М. Бондар, К.Г. Петренко // Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. – 280 с.
13. Виноградов А.М. Підшипники ковзання для поворотно-обертального руху на основі нових трибологічних принципів та ефектів / А.М. Виноградов, В.Г. Куранов // Відновлення та зміцнення деталей машин: межвуз. наук. зб. - Вінниця: ВНАУ, 2003. – С.175-182.

14. 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.
15. 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
16. Польцер, Г. Основи тертя та зношування [Текст]: Г. Польцер, Ф. Майсенер; пер. с нім. О.М.Озерського; під ред. М.М.Добичіна. – К.: Машинобудування, 1994.
17. Кушалиєв Д.К. Підшипники ковзання з пружинним вкладишем та область їх застосування / Д.К. Кушалиєв, А.М. Виноградов // Важке машинобудування. 2012. № 10. С. 29-35.
18. Патент № 2499920. Підшипник ковзання для поворотного обертального руху Виноградов А.М., Куранов В.Г., Куранов В.В., Кушалиєв Д.К., Ліньков Є.Д – 2013 г.
19. Патент № 201300682. Підшипник ковзання для поворотного обертального руху Виноградов А.Н., Куранов В.Г., Куранов В.В., Кушалиєв Д.К., Ліньков Є.Д – 2014 г.
20. 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/>.
21. 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/>.
22. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. Нова редакція 2002 р.
23. ДНАОП 0.00-4.12-99. Типове положення про навчання з питань охорони праці (43063).

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

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

26. Амбарцумян В.В. Екологічна безпека автомобільного транспорту. Навч. посібник для вузів / В.В. Амбарцумян, В.В. Носов, В.І. Тагасов – К.: ТОВ - Научтехлітвидат, 1999. – 208 с. Бібліографія.: с. 204 - 206.

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

28. 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.

29. 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.

