

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення технологічного процесу ремонту передньої ресорної
підвіски автомобіля КраЗ-6322

Виконав: студент 4 курсу, групи МАз-41
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Ярослав МЕНЗАК

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Роман

РОГАТИНСЬКИЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Марія СПРАВСЬКА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2024

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

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

Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«29» січня 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Мензаку Ярославу Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення технологічного процесу ремонту передньої ресорної підвіски автомобіля КрАЗ-6322

Керівник роботи Рогатинський Р.М., д.т.н., професор.

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

Затверджені наказом ректора від « 29 » січня 2024 року № 4/7-75

2. Термін подання студентом завершеної роботи 03 червня 2023

3. Вихідні дані до роботи Базовий технологічний процес ремонту передньої ресорної підвіски автомобіля КрАЗ-6322

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

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

4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

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

Установка для миття автомобіля знизу – А1;

Технологічний процес розбирання ресори – А1;

Пересувний гідравлічний 20-ти тонний домкрат – А1;

Технічне обслуговування ресорної підвіски – А1;

Результати ефективності підвіски – А1;

Дільниця для ремонту передньої ресорної підвіски – А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.	к.т.н. доц. Сенчишин В.С.		

7. Дата видачі завдання 29.січня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	15.02.2024	
2	Технологічний розділ	14.03.2024	
3	Конструкторський розділ	18.04.2024	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	08.05.2024	
5	Оформлення графічної частини	22.05.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	11.06.2024	

Студент

_____ (підпис)

Ярослав МЕНЗАК

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Роман РОГАТИНСЬКИЙ

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Розроблення технологічного процесу ремонту передньої ресорної підвіски автомобіля КрАЗ-6322».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра д.т.н., професор Рогатинський Р.М.

Пояснювальна записка складається з чотирьох розділів і 52 сторінок формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини 2 сторінок додатків.

Ключові слова: ремонт, технологічний процес, заміна, ресора, довговічність.

ЗМІСТ

Вступ	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	7
1.1 Мета, критерії проектування та розподіл підвісок.....	7
1.2 Огляд будови механізму.....	11
1.3 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра...	14
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Напівеліптична ресора листова.....	15
2.2 Обрахунок амортизатору.....	25
2.3 ТП ремонту ресорної підвіски.....	31
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	36
3.1 Аналіз ефективності підвіски.....	36
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	44
4.1 Конструктивна безпека автомобіля.....	44
4.2 Активна безпека автомобіля.....	46
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	49
БІБЛІОГРАФІЯ	51
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасний стан автомобільної індустрії вимагає від фахівців не лише знань у сфері проектування та виробництва транспортних засобів, але й глибокого розуміння технічного обслуговування та ремонту. Важливість цього аспекту зростає у випадках, коли мова йде про спеціалізовані автомобілі, такі як КрАЗ-6322, які широко використовуються в складних умовах та мають високі вимоги до надійності та довговічності.

Автомобіль КрАЗ-6322, який вважається одним із найбільш затребуваних військових та цивільних вантажівок в Україні, особливо потребує якісного та своєчасного технічного обслуговування. З огляду на важке навантаження, яке часто випадає на долю цих транспортних засобів, система підвіски, зокрема передня ресорна підвіска, часто потребує ретельного та кваліфікованого підходу до ремонту.

Ця бакалаврська робота присвячена розробці технологічного процесу ремонту передньої ресорної підвіски автомобіля КрАЗ-6322. Метою роботи є створення систематизованого підходу до ремонтних робіт, що дозволить забезпечити максимальну ефективність та надійність відновлення важливих елементів підвіски. Важливим аспектом є також розробка документації, що включає всі необхідні процедури, критерії якості, а також спеціалізовані інструменти і матеріали, які мають бути використані під час ремонту.

Процес ремонту включає діагностику пошкоджень, визначення обсягу необхідних робіт, підбір матеріалів і компонентів, а також безпосередньо сам ремонт. Всі ці етапи потребують детального аналізу та оптимізації з метою забезпечення високих стандартів відновлення та подовження терміну служби автомобіля.

Таким чином, дана робота не лише сприятиме підвищенню рівня професійної підготовки спеціалістів у сфері ремонту та обслуговування автомобілів, але й допоможе у вирішенні актуальних питань подовження життєвого циклу транспортних засобів на прикладі КрАЗ-6322.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Мета, критерії проектування та розподіл підвісок

Підвіска є комплексом механізмів, які забезпечують еластичне з'єднання між кузовом транспортного засобу та його мостами чи колесами. Основна її функція полягає у зниженні впливу коливань коліс на кузов автомобіля, забезпечуючи стабільне і малозмінне положення коліс відносно кузова у різних напрямках. Це сприяє зниженню динамічних навантажень, що впливають на кузов і колеса, та при необхідності дозволяє регулювати розташування кузова для оптимального балансу та комфорту.

Підвіска автомобіля відіграє критичну роль у забезпеченні комфорту, стабільності та безпеки під час руху. Вона розроблена так, щоб адаптуватися до різних дорожніх умов, ефективно поглинаючи і розсіюючи удари та вібрації, що виникають під час їзди. Вимоги до конструкції підвісок включають здатність витримувати високі навантаження, довговічність матеріалів та забезпечення належної роботи механізмів підвіски навіть у складних умовах.

Підвіски класифікують за кількома критеріями, включаючи тип кузова автомобіля, характеристики механізмів зв'язку та способи регулювання. Залежно від конструкції, підвіски можуть бути незалежними, коли колеса кожної осі кріпляться окремо, що дозволяє їм рухатися незалежно один від одного, або залежними, де колеса на одній осі з'єднані та рухаються синхронно. Також існують пневматичні, гідравлічні та електронні системи регулювання, кожна з яких має свої переваги в залежності від умов експлуатації та вимог до комфорту та управління.

Для системи підвіски та її компонентів формулюються такі критерії:

Еластичність підвіски повинна гарантувати відсутність контакту з обмежувачами ходу, забезпечуючи при цьому високу степінь плавності руху та стабілізацію автомобіля у продольній та поперечній площинах. Це означає, що підвіска повинна ефективно протидіяти нахилам кузова під час поворотів, запобігати "пікируванню" кузова при гальмуванні та "присіданню" при прискоренні.

Кінематичний проект підвіски повинен забезпечити стабільність розмірів колії та постійність налаштувань кутів керованих коліс та шкворнів. Основною метою є уникнення коливань керованих коліс, які можуть відбуватися навколо осей шкворнів. Також важливо забезпечити, щоб кінематика руху коліс точно відповідала кінематиці кермового механізму, що важливо для запобігання небажаних коливань у кермовому управлінні.

Система підвіски має забезпечувати стабільність та відмінну управління автомобілем, його продуктивність і ефективність споживання палива. Критичним аспектом є оптимальне поглинання коливань кузова і коліс, яке безпосередньо впливає на гладкість руху транспортного засобу;

Виконувати ефективну передачу поздовжніх і поперечних сил та моментів від коліс до шасі або безпосередньо до кузова, що забезпечує збільшення надійності та зниження вібрацій при русі;

Мати низьку власну вагу, сприяючи зменшенню маси невіднесених елементів, що призводить до підвищення комфортності руху і зниження загальної ваги автомобіля для покращення його динамічних характеристик та зменшення витрат палива.

За функціональним призначенням компоненти підвіски поділяють на категорії:

Еластичні елементи, включаючи стабілізатори поперечної стійкості, які сприяють зменшенню динамічних навантажень під час руху автомобіля;

Напрямні механізми, які забезпечують майже вертикальне рухання та максимально обмежують бічне переміщення коліс відносно кузова;

Амортизаційні пристрої, що приглушують амплітуду коливань, знижуючи вібрації, що передаються на кузов автомобіля.

Класифікація підвісок залежно від виду пружних елементів включає:

Металічні пружні компоненти, які охоплюють:

Ресори;

Пружини;

Торсіони;

Неметалічні пружні елементи, що включають:

Гумові елементи;

Пневматичні системи;

Комбіновані пружні системи, які можуть містити різні типи пружних елементів, зокрема гідропневматичні компоненти, що забезпечують додаткову адаптацію до різноманітних дорожніх умов.

Листові ресори відрізняються зручністю в експлуатації та простотою виробництва, виконуючи роль як прямої системи, так і пружного компонента. Однак вони мають деякі значущі недоліки, включаючи високу споживання металу, спричинення значної маси непідресореної частини, обмежену плавність ходу через міжлистове тертя та обмежений термін служби.

Питома запасена потенційна енергія в листових ресорах $E_n = \frac{\sigma^2}{6E}$ також є фактором, що впливає на їхню ефективність, а пружинні елементи чи торсійні бари $E_n = \frac{\tau^2}{4G}$.

Враховуючи характеристики сталі $G = 0,385E$, запасена енергія $\sigma = \tau$ на одиницю об'єму у листових ресорах виявляється у чотири рази нижчою порівняно з енергією, що зберігається у витих циліндричних пружинах чи торсійних стрижнях при однакових напруженнях.

Однією з переваг ресорної підвіски є її проста конструкція, яка забезпечує низьку вартість та високу надійність. Використання ресор унеможливорює потребу в включенні до складу різних втулок, реактивних штанг, важелів та інших подібних компонентів. Додатково, ресори ефективно витримують навантаження та адаптовані до пересування по поганих дорогах.

Іншою перевагою ресорної підвіски є її багатофункціональність. Така конструкція здатна амортизувати не лише навантаження, спрямовані вертикально, але й здатна поглинати продольні навантаження, що з'являються під час гальмування або прискорення, а також бічні навантаження, які впливають на неї при проходженні поворотів.

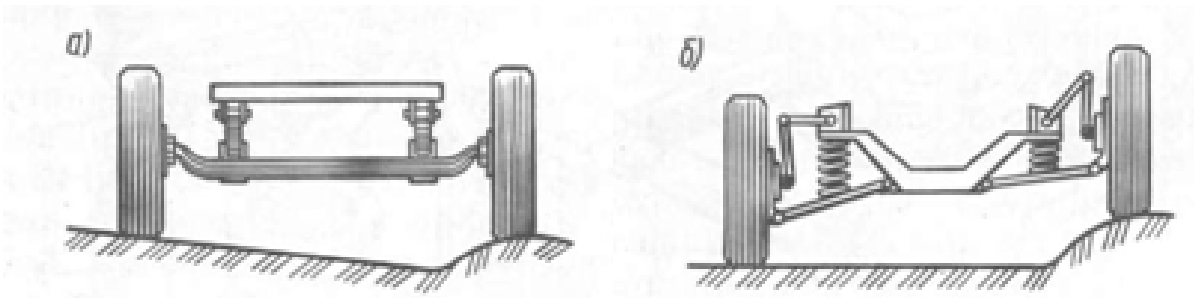
Окрім цього, ресори займають мало місця. Вони розташовані нижче порівняно з пружинами, що уникає потреби віддавати частину вантажного простору багажного відділення. Це особливо важливо для

вантажопасажирських автомобілів. Збільшуючи довжину ресор, можна досягти їхньої більшої м'якості.

Слабкі сторони листових ресор стають перевагами спіральних циліндричних пружин і торсіонів. Основною вадою підвісок на основі пружин та торсіонів є потреба в застосуванні окремого напрямного механізму, що ускладнює їхню конструкцію та значно зменшує перевагу у використанні металу.

Гумові пружні компоненти зазвичай застосовуються як вторинні. Їх використання як основних елементів підвіски обмежується через недостатній робочий хід.

Підвіски класифікують за видом напрямного механізму на залежні та незалежні.



a – залежна, *б* – незалежна.

Рис. 1.1. Автомобільна підвіска.

Особливістю залежної підвіски є використання твердої балки, яка сполучає колеса однієї осі, внаслідок чого рух одного колеса впливає на інше.

В незалежній підвісці пряме з'єднання між колесами на одній осі відсутнє, що дозволяє кожному колесу рухатися незалежно від іншого. Амортизація в такій підвісці здебільшого забезпечується за допомогою амортизаторів, які можуть мати односторонню або двосторонню дію. Амортизатори односторонньої дії приглушують коливання лише при зворотному ході. Амортизатори двосторонньої дії приглушують коливання як при зворотному, так і при стисненні, але частіше мають несиметричну конструкцію з більшим коефіцієнтом опору при зворотному ході. За конструкцією амортизатори бувають телескопічні та важільні.

1.2 Огляд будови механізму

Передня підвіска транспортного засобу складається з двох поздовжніх напівеліптичних ресор, які монтовані на гумові подушки у кронштейнах рами автомобіля. Ці ресори функціонують в комбінації з двома телескопічними гідравлічними амортизаторами.

При монтажі ресор у гумові подушки та закручуванні кришок необхідно вирівнювати ресору за допомогою домкрата або спеціального обладнання.

Коли транспортний засіб пересувається по дорозі з нерівностями, відбуваються коливання кузова, які тривають деякий час після того, як колесо наїжджає на перешкоду. Для згасання цих коливань у конструкцію підвіски інтегровані телескопічні амортизатори.

Його функціонування базується на опорі, який створюється під час переміщення спеціальної рідини, знаходящоїсь у його порожнинах, яка переходить з однієї порожнини в іншу при зміні їхніх об'ємів. Телескопічні амортизатори виконують двосторонню дію, згасаючи коливання підвіски як під час стиснення, так і під час розширення.

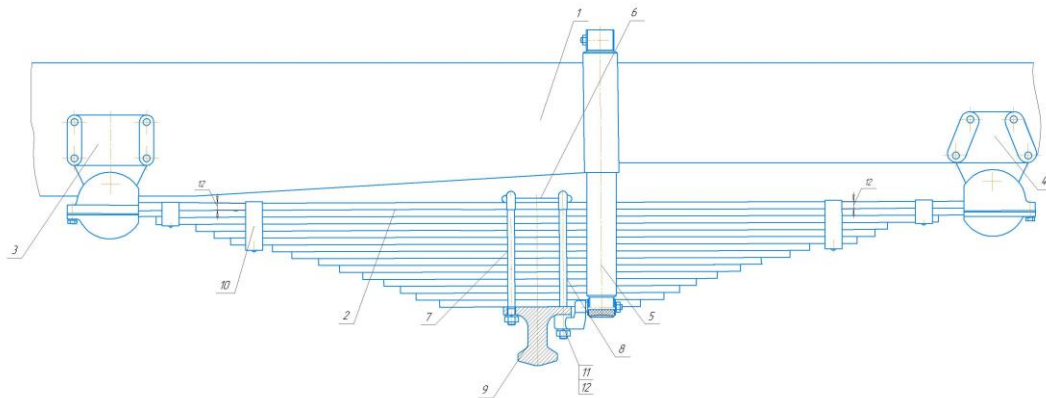


Рис. 1.2. Передня система підвіски вантажівки:

- 1 – рама автомобіля; 2 – листи ресори в зборі; 3 – передній кронштейн;
- 4 – задній кронштейн; 5 - амортизатор; 6 - підкладка; 7 – стрем’янка передня;
- 8 – стрем’янка задня; 9 – підкладка стрем’янок; 10 – серга; 11 – шайба;
- 12 – гайка.

Телескопічний амортизатор (див. рис. 1.3) містить три основні компоненти: циліндр 2 із дном 1, поршень 3 з штоком 5, та напрямну втулку 4 з ущільнювачами. Циліндр амортизатора приєднаний до важеля підвіски або до

кожуху моста, тоді як шток з'єднується з кузовом автомобіля, що дозволяє поршню переміщатися усередині циліндра під час коливань підвіски відносно кузова. У поршні 3 вмонтовані два ряди отворів, які зверху закриті клапаном перепуску 6, а знизу – клапаном відбою 7 з потужною пружиною 8. На дні циліндра 1 розташовані клапан стиснення 10 та випускний клапан 9. Всередині циліндра знаходиться амортизаційна рідина.

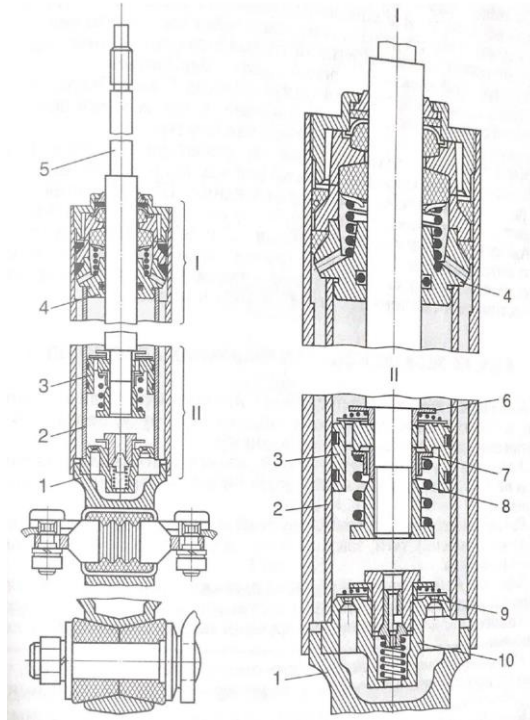


Рис. 1.3. Амортизатор телескопічний:

1 – днище циліндра; 2 – циліндр; 3 – поршень; 4 – напрямна втулка; 5 – шток;
6 – перепускний клапан; 7 – клапан віддачі; 8 – пружина; 9 – випускний клапан;
10 – клапан стиснення.

Одна з особливостей телескопічного амортизатора полягає в наявності компенсаційної камери, створеної з допомогою другого циліндра, що обгортає основний робочий циліндр 2. Додатковий об'єм цієї камери використовується для вирівнювання змін об'єму рідини в основному циліндрі з обох сторін поршня, які виникають внаслідок руху підвіски.

Під час плавного стиснення підвіски поршень 3 амортизатора зміщується вниз, змушуючи рідину з нижньої порожнини перетікати через перепускний клапан 6 і область над поршнем. Через наявність штока 5, який займає деякий об'єм, не всю рідину з нижньої порожнини робочого циліндра 2 можна пересунути до верхньої порожнини. В результаті частина рідини з нижньої

порожнини переходить через калібрований отвір клапана стиснення 10 в компенсаційну камеру. При цьому клапан стиснення залишається закритим, що дозволяє амортизатору створювати необхідний опір при стисненні підвіски.

При раптовому стисненні поршень 3 швидко переміщується вниз, що спричиняє миттєве підвищення тиску рідини під ним. Це призводить до відкриття клапана стиснення 10, і рідина протікає через великий переріз відкритого клапана в камеру. Таке дію знижує опір амортизатора. В результаті амортизатор і компоненти підвіски ефективно захищаються від високих навантажень, що виникають при швидкому стисненні підвіски на нерівних дорогах. Коли розтягування підвіски відбувається плавно, амортизатор подовжується, оскільки його поршень переміщається вгору. Це спричиняє зростання тиску рідини над поршнем, внаслідок чого перепускний клапан 6 зачиняється, а рідина починає протікати через внутрішній ряд отворів у поршні 3 і через кільцевий проміжок між закритим клапаном відбою 7 та його прямою втулкою до простору над поршнем. Одночасно відкривається клапан 9, і рідина з компенсаційної камери потрапляє назад у циліндр.

При різкому розтягуванні поршень 3 переміщається швидко вгору, що спричиняє значний тиск рідини понад поршнем. Під впливом цього тиску клапан відбою 7 відчиняється, дозволяючи рідині перетікати у простір над поршнем з меншим опором. При цьому, другий потік рідини до циліндра через впускний клапан 9 підтримується під час різкого розтягування.

Отже, клапан відбою знижує навантаження на підвіску та амортизатор від інтенсивних навантажень під час раптових відбоїв, а також коли в'язкість рідини зростає через падіння температури.

Характеристики телескопічного амортизатора повинні забезпечувати, що зусилля переміщення підвіски під час ходу відбою було в 2...3 рази вище, ніж під час ходу стиснення. Це досягається шляхом налаштування перерізу отворів клапанів та сили стиснення їх пружин. Амортизатори для передньої та задньої підвісок одного автомобіля зазвичай мають схожі характеристики, проте вони можуть відрізнятися за довжиною і ходом штоку, а також типом монтажу амортизатора до компонентів підвіски та кузова.

1.3 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра

Детально опишіть конструкцію та принцип роботи напівеліптичної листової ресори.

Вкажіть основні матеріали, які використовуються для виготовлення напівеліптичних листових ресор, та поясніть вибір цих матеріалів.

Розробіть методику обрахунку амортизаторів для вантажних автомобілів.

Опишіть, які параметри необхідно взяти до уваги при розрахунку амортизаторів, та які нормативні документи слід застосовувати.

Опишіть послідовність дій та необхідне обладнання для проведення ремонту ресорної підвіски.

Перелічіть можливі дефекти ресорної підвіски та методи їх усунення.

Проведіть аналіз ефективності різних типів підвісок та їх вплив на комфорт і безпеку руху автомобіля.

Використайте аналітичні та емпіричні методи для оцінки показників ефективності підвіски.

Це завдання дозволить глибше зануритись у специфіку роботи та ремонту ресорної підвіски, а також оцінити ефективність різних конструкцій підвісок.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Напівеліптична ресора листова

На підставі аналізу використання, можна стверджувати, що максимальні вертикальні навантаження мають більший вплив на міцність пружних елементів, порівняно з втомною міцністю. Відповідно, пружні елементи проектуються з урахуванням міцності при цих навантаженнях. Для виробництва пружних елементів використовуються сталі марок 55ГС, 55С2, 60С2.

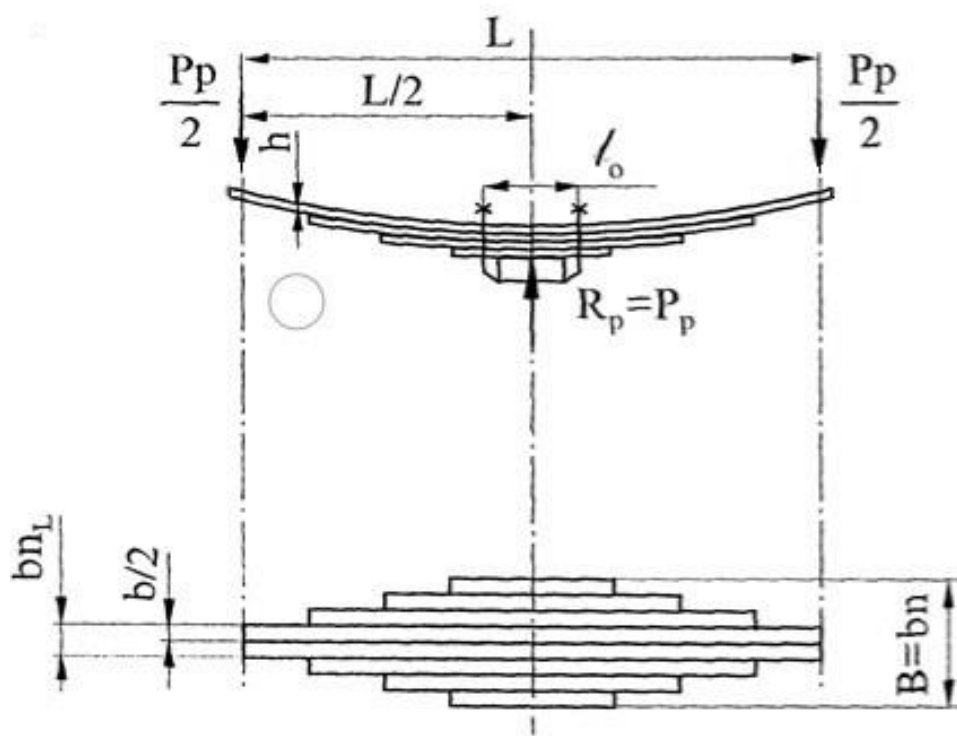


Рис. 2.1. Схема обчислення ресори листової:

L - довжина ресори; b , h - відповідно ширина та товщина листа ресори;
 n_L , n - відповідно кількість корінних та загальна кількість листів ресори;
 L_0 - відстань між осями стрем'янок; B - ширина еквівалентної листової ресори.

Напівеліптичні листові ресори використовуються у залежних типах підвісок. Визначена жорсткість ресори, що монтується на транспортний засіб, має відповідати жорсткості підвіски у статичному режимі, яка обчислюється за

формулою (2.1). Жорсткість ресори у незавантаженому стані має певний зв'язок з жорсткістю ресори, коли вона встановлена на транспортному засобі.

$$C_p = \frac{C'_p}{k_{p1} \cdot k_{p2}}, \quad (2.1)$$

$$C_p = \frac{223,3}{1,039 \cdot 1} = 214,9 \text{ Н/мм},$$

Коефіцієнти k_{p1} і k_{p2} вказують на міру зростання жорсткості ресори після її монтажу на транспортний засіб. Для розрахунку цього коефіцієнта k_{p1} застосовується емпірична формула.

$$k_{p1} = \frac{1}{1 - \psi \cdot \frac{l_o}{L}}, \quad (2.2)$$

$$\psi = 0,4 \dots 0,6.$$

$$k_{p1} = \frac{1}{1 - 0,6 \cdot \frac{106,98}{1700}} = 1,039,$$

Коефіцієнт k_{p2} в основному визначається методом встановлення серги: $k_{p2} = 1$ чи вона розміщена вертикально $k_{p2} = 1,1$, чи встановлена під нахилом 30° відносно вертикальної осі.

Зазвичай довжину ресори вибирають, виходячи з конструктивних вимог. Загальноприйнята довжина передніх ресор вантажних автомобілів приблизно становить $L = (0,25 \dots 0,35) La$. При визначенні довжини ресори важливо враховувати, що з її збільшенням легше досягти узгодженості кінематики кермового механізму та підвіски. Окрім того, довша ресора сприяє більшій м'якості підвіски. Однак, збільшення довжини ресори при збереженні її жорсткості потребує збільшення товщини листів, що веде до зниження середніх напружень у листах ресори та зростання її маси.

Сумарний момент інерції центрального перерізу ресори, необхідний для забезпечення її жорсткості, визначається за формулою.

$$I = \frac{\delta \cdot C_p \cdot L^3}{48E} \quad (2.3)$$

$$I = \frac{1,35 \cdot 214,9 \cdot 1700^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 130928,03 \text{ мм}^4$$

Коефіцієнт вигину в основному визначається формою кінцівок листів ресори та кількістю листів однакової довжини. Для ресори з однаковим опором на згинання $\delta = 1,5$, у практичних застосуваннях ресор $\delta = 1,45$. У ресорах із прямими обтесаними кінцями листів коефіцієнти вигину становлять: при наявності одного основного листа $\delta = 1,4$, при наявності двох основних листів $\delta = 1,35$, при трьох листах однакової довжини $\delta = 1,25$. У ресорах з подовженими кінцями листів коефіцієнт вигину зростає на 4...5%.

Загальний момент стійкості центрального перерізу ресори, необхідний для досягнення рекомендованих рівнів середніх напружень під впливом статичного навантаження, розраховується за формулою.

$$W = \frac{P_{cm} \cdot L}{4\sigma_m} = \frac{C'_{cm} \cdot f_{cm} \cdot L}{4\sigma_m} \quad (2.4)$$

$$W = \frac{223,3 \cdot 111,111}{4 \cdot 466,66} = 22596,13 \text{ мм}^3$$

Середні напруження визначаються на основі ступеня вигину ресори під статичним навантаженням завантаженого транспортного засобу.

$$\sigma_m = (200 \dots 300) + 1,5 f_{cm} = 300 + 1,5 \cdot 111,111 = 466,66 \text{ МПа}$$

У багатощаровій ресорі із листами однакової товщини.

$$I = n \cdot \frac{e \cdot h^3}{12}, \quad W = n \cdot \frac{e h^2}{6}. \quad (2.5)$$

$$I = 15 \cdot \frac{100 \cdot 12^3}{12} = 216000 \text{ мм}^4,$$

$$W = 15 \cdot \frac{100 \cdot 12^2}{6} = 36000 \text{ мм}^3.$$

На основі вищезгаданих рівнянь, можемо встановити залежність для розрахунку товщини листа.

$$h = \frac{2I}{W}, \quad \text{або} \quad h = \frac{\delta \cdot L^2 \cdot \sigma_m \cdot C_p}{6E \cdot f_{cm} \cdot C'_p}. \quad (2.6)$$

$$h = \frac{2 \cdot 130928}{2596,13} = 11,58 \approx 12 \text{ мм}.$$

Значення округлюється до найближчого стандартного параметра. Далі, за допомогою підбору і використання формул (2.4), необхідно визначити кількість листів ресори та їх ширину, згідно з вимогами до забезпечення потрібних показників, обрахованих за формулами (2.2) та (2.3). При цьому варто зазначити, що зазвичай кількість листів ресори варіюється від 6 до 14, але для легкових автомобілів може бути знижена до 3-5, та збільшена до 20 у великовантажних автомобілях. Зі зменшенням числа листів знижується міжлистова тертя, що сприяє більшій плавності ходу, однак це також веде до зменшення металоємності ресори.

Якщо кількість листів ресори перевищує 10, слід вжити конструктивних заходів для посилення основного листа, оскільки його міцність може бути недостатньою.

Рекомендується, щоб співвідношення ширини листа до його товщини було в діапазоні від 6 до 10. Якщо це співвідношення перевищує зазначені межі, що іноді трапляється, можуть виникнути мембранні напруження під час

експлуатації ресори, що є небажаним. При визначенні товщини та ширини листів ресори слід використовувати стандартні параметри ресорних шайб.

Розроблена ресора піддається випробуванню на міцність з урахуванням максимальних вертикальних і горизонтальних навантажень.

Таблиця 2.1 – Асортимент автомобільних шайб ресорних.

Ширина штаби, мм	Товщина штаби, мм											
	5	6	6,5	7	7,5	8	9	10	11	12	14	16
45	×	×	×	×								
55	×	×	×	×	×	×	×	×	×			
65	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×		
75				×		×	×	×	×	×		
90						×	×	×		×	×	
100							×	×		×	×	×
120							×	×		×	×	×
150												×

Максимальні напруження на згин виникають при найбільшому динамічному прогині ресори:

$$\sigma_{max} = \frac{6Eh (f_{cm} + f_{\delta})}{\delta \cdot L^2}. \quad (2.7)$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 (111,111 + 111,111)}{1,45 \cdot 1700^2} = 801,8 \text{ МПа.}$$

Для сталей марок 55ГС, 55С2, 60С2, що використовуються для виготовлення листів ресори, напруження на згин не мають перевищувати 900 МПа.

З підвищенням висоти центру мас та скороченням колісної бази автомобіля, коефіцієнт для передньої осі зростає, тоді як для задньої осі він знижується.

Зазначені загальні максимальні напруження не мають бути вищими за 350 МПа. У разі перевищення цих меж, потрібно вжити заходів для зміцнення основного листа, використовуючи додаткову накладку або додавання ще одного листа, який буде рівний за довжиною до основного.

Щоб частково зменшити навантаження на основний лист від вертикальних навантажень, які включають також горизонтальні та торсійні напруження, а також для забезпечення тісного контакту між листами, у процесі виготовлення листам надають різну вигнутість. Таким чином, після затягування листів до повного їх дотику при складанні ресори у листах створюються початкові напруження: у основних листах - до -30...40 МПа, у прилеглих до основних - 0...10 МПа, в інших - 10...40 МПа. З віддаленням листів від основного, початкові складальні напруження збільшуються, за винятком нижнього листа, де через наявність локальних стискальних напружень встановлюють менше значення. Задані складальні напруження в листах ресори визначають їх радіуси у вільному стані згідно з формулою.

$$\frac{1}{R_n} = \frac{1}{R_0} + \frac{2\sigma_0}{E \cdot h}, \quad \text{або} \quad R_n = \frac{E \cdot h}{E \cdot h + 2\sigma_0 \cdot R_0} \cdot R_0. \quad (2.8)$$

$$R_1 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot (-40) \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 3135,89 \text{ мм.}$$

$$R_2 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 0 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2851,97 \text{ мм.}$$

$$R_3 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2788,84 \text{ мм.}$$

$$R_4 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2728,45 \text{ мм.}$$

$$R_5 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2670,62 \text{ мм.}$$

$$R_6 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2615,19 \text{ мм.}$$

$$R_7 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2788,84 \text{ мм.}$$

$$R_8 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2728,45 \text{ мм.}$$

$$R_9 = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2670,62 \text{ мм.}$$

$$R_{10} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2615,19 \text{ мм.}$$

$$R_{11} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2788,84 \text{ мм.}$$

$$R_{12} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 20 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2728,45 \text{ мм.}$$

$$R_{13} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 30 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2670,62 \text{ мм.}$$

$$R_{14} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 40 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2615,19 \text{ мм.}$$

$$R_{15} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 + 2 \cdot 10 \cdot 2851,97} \cdot 2851,97 = 2788,84 \text{ мм.}$$

Радіус складеної ресори у ненавантаженому стані, коли вона при повному статичному навантаженні досягає прямолінійного положення.

$$R_0 = \frac{L^2}{8(f_{cm} + Y_p)}. \quad (2.9)$$

$$R_0 = \frac{1700^2}{8(11,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2851,97 \text{ мм.}$$

$$Y_p \approx (0,05 \dots 0,07) (f_{cm} + f_d).$$

Під час визначення довжин листів ресори виходять з того, що її конфігурація наближається до трапецієдальної балки з однаковим опором на згинання.

У такому разі, розмірна різниця між двома суміжними листами ресори обчислюється відповідно до формули.

$$\Delta L = \frac{L - L_n}{n - n_L}. \quad (2.10)$$

$$\Delta L = \frac{1700 - 400}{15 - 2} = 100 \text{ мм.}$$

$$L = 400 \text{ мм.}$$

Довжина основного листа та інших листів, які є однаковими за довжиною з нимс $L_1 = L_2 = \dots L_L = L$, а наступних листів $L_{L+1} = L - \Delta L$, $L_{L+2} = L - 2\Delta L$ і т.д.

$$L_1 = L_2 = 1700 \text{ мм.}$$

$$L_3 = 1700 - 100 = 1600 \text{ мм.}$$

$$L_4 = 1700 - 2 \cdot 100 = 1500 \text{ мм.}$$

$$L_5 = 1700 - 3 \cdot 100 = 1400 \text{ мм.}$$

$$L_6 = 1700 - 4 \cdot 100 = 1300 \text{ мм.}$$

$$L_7 = 1700 - 5 \cdot 100 = 1200 \text{ мм.}$$

$$L_8 = 1700 - 6 \cdot 100 = 1100 \text{ мм.}$$

$$L_9 = 1700 - 7 \cdot 100 = 1000 \text{ мм.}$$

$$L_{10} = 1700 - 8 \cdot 100 = 900 \text{ мм.}$$

$$L_{11} = 1700 - 9 \cdot 100 = 800 \text{ мм.}$$

$$L_{12} = 1700 - 10 \cdot 100 = 700 \text{ мм.}$$

$$L_{13} = 1700 - 11 \cdot 100 = 600 \text{ мм.}$$

$$L_{14} = 1700 - 12 \cdot 100 = 500 \text{ мм.}$$

$$L_{15} = 1700 - 13 \cdot 100 = 400 \text{ мм.}$$

Радіус кривизни кожного листа ресори в ненавантаженому стані.

$$f_{en} = \frac{L_n^2}{8 R_n} \quad (2.11)$$

$$f_1 = \frac{1700^2}{8 \cdot 3135,88} = 115,2 \text{ м}$$

$$f_2 = \frac{1700^2}{8 \cdot 2851,97} = 126,7 \text{ м.}$$

$$f_3 = \frac{1600^2}{8 \cdot 2788,45} = 114,7 \text{ м.}$$

$$f_4 = \frac{1500^2}{8 \cdot 2728,45} = 103,1 \text{ м.}$$

$$f_5 = \frac{1400^2}{8 \cdot 2670,62} = 91,7 \text{ м.}$$

$$f_6 = \frac{1300^2}{8 \cdot 2615,19} = 80,8 \text{ м.}$$

$$f_7 = \frac{1200^2}{8 \cdot 2788,84} = 64,5 \text{ м.}$$

$$f_8 = \frac{1100^2}{8 \cdot 2728,45} = 55,4 \text{ м.}$$

$$f_9 = \frac{1000^2}{8 \cdot 2670,62} = 46,8 \text{ м.}$$

$$f_{10} = \frac{900^2}{8 \cdot 2615,19} = 38,7 \text{ м.}$$

$$f_{11} = \frac{800^2}{8 \cdot 2788,84} = 28,7 \text{ м.}$$

$$f_{12} = \frac{700^2}{8 \cdot 2728,45} = 22,4 \text{ м.}$$

$$f_{13} = \frac{600^2}{8 \cdot 2670,62} = 16,8 \text{ м.}$$

$$f_{14} = \frac{500^2}{8 \cdot 2615,19} = 11,9 \text{ м.}$$

$$f_{15} = \frac{400^2}{8 \cdot 2788,84} = 7,2 \text{ м}$$

2.2 Обрахунок амортизатору

Обрахунок амортизатора охоплює створення його характеристик, встановлення основних конструкційних розмірів і визначення температури нагрівання.

Властивості амортизатора включають залежність опорної сили амортизатора від швидкості руху його рухомих компонентів. Профіль несиметричного амортизатора зображено на рисунку 2.2.

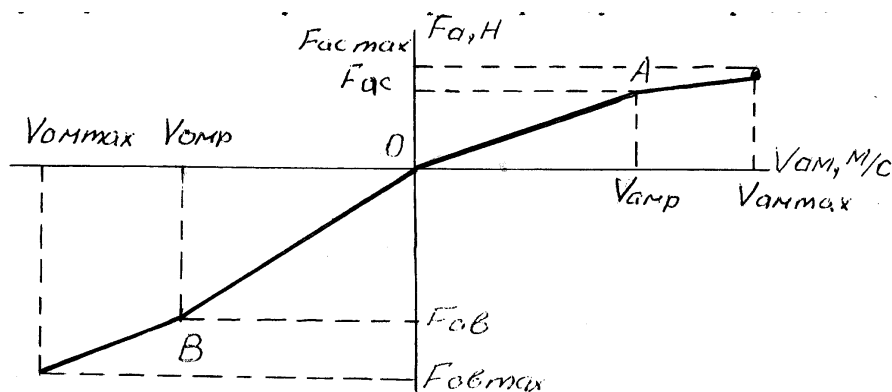


Рис. 2.2. Профіль амортизатора несиметричного.

$$V_{ам} \quad V_{ам, max} = 0,5 \text{ м/с},$$

$$V_{амр} = (0,25 \dots 0,30) \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт опору амортизатора під час руху відбою до моменту активації розвантажувального клапана, який відповідає тангенсу кута нахилу відрізка ОВ до осі абсцис, визначається за допомогою нерівності.

$$k_{\text{в}} \cdot V_{амр} \leq \frac{M_{ni}}{2} \cdot j_{\text{в}} \quad \text{або} \quad k_{\text{в}} \leq \frac{M_{ni}}{2V_{амр}} j_{\text{в}}. \quad (2.12)$$

$$k_{\text{в}} \leq \frac{2200}{2 \cdot 0,25} \cdot 4 = 17600 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

$$j_{\epsilon} = (2,5 \dots 4,0) \text{ м/с}^2.$$

Коефіцієнт опору амортизатора у фазі відбою після активації розвантажувального клапана, який є пропорційним до тангенсу кута нахилу лінії BD відносно осі абсцис, розраховується за допомогою нерівності.

$$k_{\epsilon} \cdot V_{amp} + k'_{\epsilon} (V_{ам max} - V_{amp}) \leq \frac{M_{ni}}{2} j_{\epsilon max}. \quad (2.13)$$

$$k'_{\epsilon} \leq \frac{M_{ni} \cdot j_{\epsilon max} - 2k_{\epsilon} \cdot V_{amp}}{2(V_{ам max} - V_{amp})}.$$

$$j_{\epsilon max} = 5 \text{ м/с}^2.$$

$$k'_{\epsilon} \leq \frac{2200 \cdot 5 - 2 \cdot 17600 \cdot 0,25}{2(0,5 - 0,25)} = 4400 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Фактичний коефіцієнт опору амортизатору.

$$k_{\epsilon \partial} = k_{\epsilon} \cdot u_n^2. \quad (2.14)$$

$$k_{\epsilon \partial} = 17600 \cdot 1,0^2 = 17600 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

$$k_{\epsilon \partial} = 4400 \cdot 1,0^2 = 4400 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

У несиметричному амортизаторі сила, що генерується під час стискання, є меншою порівняно з силою, що виникає під час відбою. Це пояснюється зусиллями зі зниження впливу на кузов при доланні колесом перешкоди. Виходячи з цього, встановлюється відношення між коефіцієнтами опору амортизатора при ходах стискання та відбою:

$$\frac{k_c}{k_e} = 0,15 \dots 0,25.$$

$$k_{c\partial} = 17600 \cdot 0,24^2 = 4224 \frac{H \cdot c}{m}.$$

$$k'_{c\partial} = 4400 \cdot 0,24^2 = 1056 \frac{H \cdot c}{m}.$$

Максимальні сили амортизатора до активації розвантажувальних клапанів, зокрема при ходах відбою та стискання.

$$F_{ав} = k_{\partial\partial} V_{амп}, \quad F_{ac} = k_{c\partial} \cdot V_{амп}. \quad (2.15)$$

$$F_{ав} = 17600 \cdot 0,25 = 4400 \frac{H \cdot c}{m}.$$

$$F_{ac} = 4400 \cdot 0,25 = 1100 \frac{H \cdot c}{m}.$$

Максимальна сила амортизатора при ходах відбою та стискання.

$$F_{ав max} = F_{ав} + k'_{\partial\partial} (V_{ам max} - V_{амп}) H.$$

$$F_{ав max} = 4400 + 4400 \cdot (0,5 - 0,25) = 5500 H.$$

$$F_{ac max} = F_{ac} + k_{c\partial} (V_{ам max} - V_{амп}) H.$$

$$F_{ac max} = 1100 + 4224 \cdot (0,5 - 0,25) = 2156 H.$$

На основі обчислених максимальних сил амортизатора визначаються необхідні площі поршня амортизатора A_n та площі його штока $A_{ш}$.

$$A_{uu} = \frac{F_{ac\max}}{P_{c\max}} \text{ мм}^2. \quad (2.16)$$

$$A_{uu} = 2156 / 5 = 431,2 \text{ мм}^2.$$

$$A_n = \frac{F_{av\max}}{P_{в\max}} + A_{uu} \text{ мм}^2.$$

$$A_n = 5500 / 5 + 431,2 = 1531,2 \text{ мм}^2.$$

$$P_{c\max} \approx P_{в\max} = 2,5 \dots 5,0 \text{ МПа}.$$

На основі обчислених площ поршня та штока встановлюються їх діаметри. При цьому потрібно дотримуватися встановленого співвідношення між діаметрами $d_{uu} = (0,4 \dots 0,5) \cdot d_n$, характерне для існуючих моделей амортизаторів.

Діаметри поршня та штока амортизатора.

$$d_{uu} = 2 \sqrt{\frac{A_{uu}}{\pi}} \text{ мм}.$$

$$d_{uu} = 2 \sqrt{\frac{431,2}{3,14}} = 23,43 \approx 24 \text{ мм}.$$

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{A_n}{\pi}} \text{ мм}.$$

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{1531,2}{3,14}} = 44,16 \approx 45 \text{ мм}.$$

Конструкційна довжина амортизатору.

$$L_a = (3 \dots 5) \cdot d_n = 5 \cdot 45 = 225 \text{ мм.}$$

$$L_a = 230 \text{ мм.}$$

Максимальний вихід штока при вертикальному монтажі амортизатора відносно осі підвіски.

$$f_{uu} = f = 1.$$

Конструкційна довжина амортизатора перевищує максимальний вихід штока.

Площі каліброваних отворів у перепускних клапанах стиснення та відбою.

$$A_{kc} = 10^{-3} \frac{A_{uu}^2}{k_{cd} \cdot \mu_0} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_c}{2}} \text{ мм}^2. \quad (2.17)$$

$$\mu_0 = 0,6 \dots 0,75.$$

$$\gamma = 900 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

$$A_{kc} = \frac{431,2^2}{4224 \cdot 0,75} \cdot \sqrt{\frac{900 \cdot 2,25}{2}} = 1,988 \text{ мм}^2.$$

$$A_{кв} = 10^{-3} \frac{(A_n - A_{uu})^2}{k_{вд} \cdot \mu_0} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_e}{2}} \text{ мм}^2.$$

$$A_{кв} = 10^{-3} \cdot \frac{(1532,2 - 431,2)^2}{17600 \cdot 0,75} \cdot \sqrt{\frac{900 \cdot 4}{2}} = 3,889 \text{ мм}^2.$$

Тиски p_c, p_e розраховуємо по формулі.

$$p_c = \frac{F_{ac}}{A_{uu}}, \quad p_e = \frac{F_{ав}}{A_n - A_{uu}}. \quad (2.18)$$

$$p_c = 1100 / 431,2 = 2,55 \text{ МПа.}$$

$$p_e = 4400 / (1531,2 - 431,2) = 4 \text{ МПа.}$$

Температура підігріву корпусу амортизатору.

$$t = \frac{N_0}{k_\tau A_\delta} + t_0. \quad (2.19)$$

$$k_\tau = 60 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°С}.$$

$$t_0 = 20^\circ \text{С}.$$

$$t = \frac{682}{60 \cdot 0,43539} + 20 = 46,1^\circ \text{С}.$$

Отже, нижча за максимально дозволена температура нагрівання, яка становить 100°С .

Потужність, яку абсорбує амортизатор, розраховується відповідно до формули

$$N_0 = 0,5 \cdot (k_{сд} + k_{вд}) \cdot V_{ам}^2. \quad (2.20)$$

При обчисленні потужності враховується

$$V_{ам} = 0,2 \dots 0,25 \text{ м} / \text{с}.$$

Площа бічної поверхні амортизатора (у випадку двотрубної моделі).

$$A_\delta = \pi L_0 \left(\sqrt{\frac{4V_k}{\pi \cdot L_a} + (d_n + 2h_6)^2} + 2h_3 \right). \quad (2.21)$$

$$h_6, h_3 = 1,5 \dots 3 \text{ мм}.$$

$$A_\delta = 3,14 \cdot 230 \cdot \left(\sqrt{\frac{4 \cdot 62484}{3,14 \cdot 230} + (45 + 2 \cdot 3)^2} + 2 \cdot 3 \right) = 43539,3 \text{ мм}^2 = 0,43539 \text{ м}^2.$$

Температура опалення корпусу амортизатора не має бути вищою за 100°С .

2.3 ТП ремонту ресорної підвіски

Стан ресор оцінюють за величиною прогину (мм), який у вантажівках даного типу має становити без навантаження 101 мм, а при навантаженні 15 кН – 15...25 мм для передньої частини та без навантаження – 122 мм, при навантаженні 19 кН – 27...37 мм для задньої.

Основні дефекти ресор зазначені в табл. 2.1.

Якщо у ресорі виявлені дефекти або зменшення висоти прогину, її розбирають, миють компоненти та перевіряють на дефекти. Придатні листи, що втратили еластичність, піддають процесам віджигання, згинання, загартування у спеціалізованій ванні з пристосуванням для гнуття 140 АКТБ, відпускання та обробки дробом з ввігнутої сторони. Перед збіркою листи змащують графітовою змазкою УСсА. Ресори складають на верстаті типу 3039 Гипроавтотранс та випробовують на стенді моделі 75 АКТБ. За потреби завивку вушок у основних листах проводять на верстаті 2350 КАРЗ.

Таблиця 2.1. Основні дефекти ресор.

Позиції на рис 14.5	Дефекти	Розміри, що допускаються без ремонту, мм
1	Обломи й тріщини на аркушах, хомутах і заклепках закріплення хомутів	-
2	Знос аркушів по товщині: першого аркуша інших аркушів	7,250 8,500
3	Знос накладки першого аркуша по товщині	7,0
4	Знос торців вушка ресори	74,200
5	Знос отворів у втулці вушка ресори	40,340

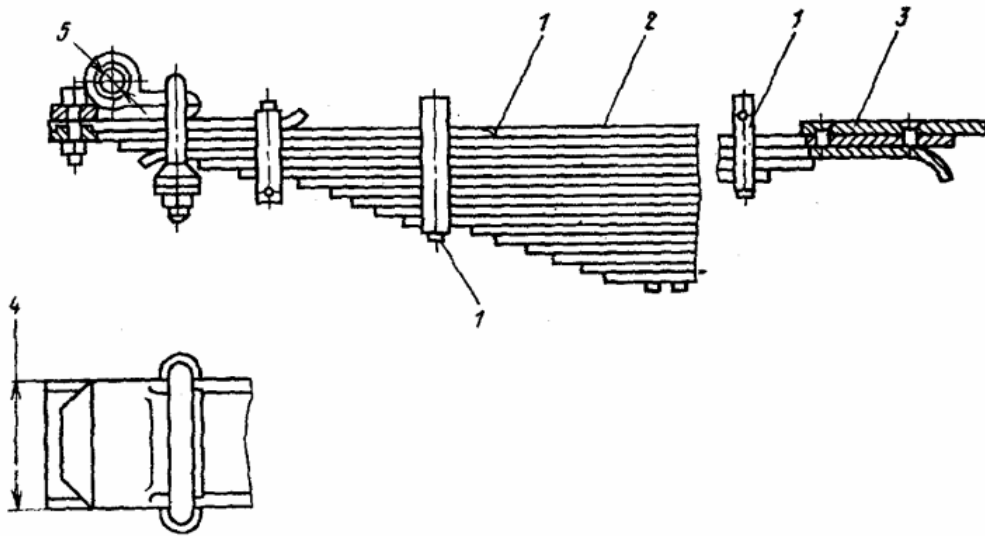


Рис. 2.2. Основні пошкодження ресор автомобіля

Листи з тріщинами, обломами або зносом товщини, який перевищує допустимі габарити, замінюють на нові.

Знос отвору втулки усувають шляхом її заміни та подальшого розточування до розмірів, вказаних у робочому кресленні.

Після ремонту ресори мають задовольняти наступні технічні критерії:

Проміжки між листами ресори, стиснутими у середині до контакту листів, без прикладання навантаження на кінці, дозволяються на ділянці не більше як $1/4$ від загальної довжини; між двома поруч розташованими листами - не більше 1,20 мм;

при цьому проміжки на довжині до 75 мм не мають перевищувати 0,3 мм; на кінцях ресори проміжки не дозволяються.

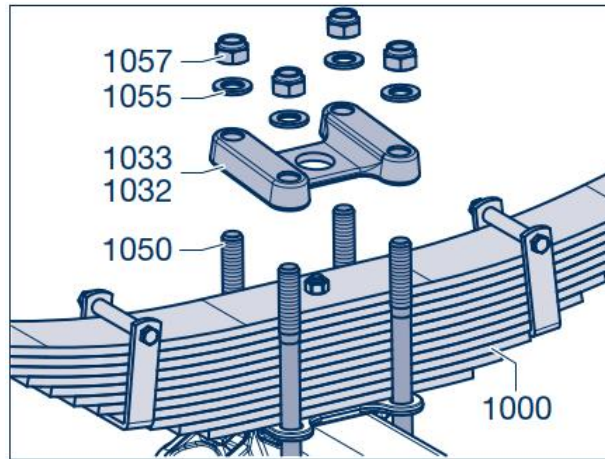
Ширина згуртованих листів у середині для задніх ресор має становити не більше 77,0 мм, для передніх ресор – не більше 67,0 мм;

Після монтажу ресора має пройти осідання під впливом навантаження 55,6 кН (для передньої – 26 кН); повторне осідання з таким самим навантаженням не має призводити до залишкових деформацій.

Зняття та встановлення листових ресор.

Зняття:

Зніміть міст з листовою ресорою.



Відкрутіть подвійні гайки або самоблокуючі гайки (1057, SW 36) з U-болтів.

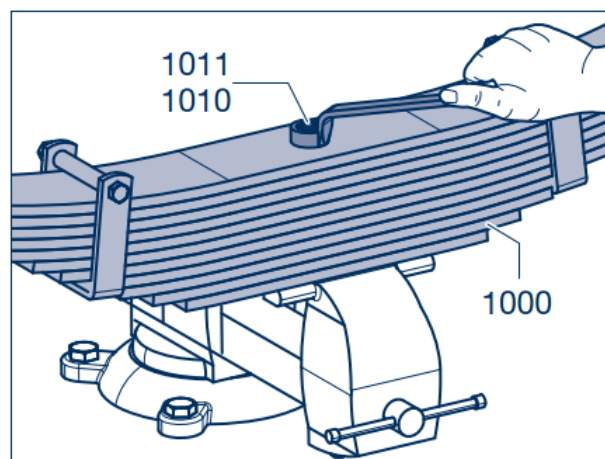
Зніміть шайби (1055). Зніміть пластини ресори (1032, 1033) та зніміть U-болт ресори (1050).

Зніміть листову ресору (1000) з мосту.

Розібрати скородовані листові ресори (1000). Відкрутіть шестигранну гайку (1011, SW 24) та зніміть ресорний болт (1010).

Відкрутіть гайки (1015, SW 19) з шестигранних болтів (1014) та зніміть ресорні затискачі (1012).

Ретельно очистіть кожен лист дрютяною щіткою та перевірте на наявність тріщин.



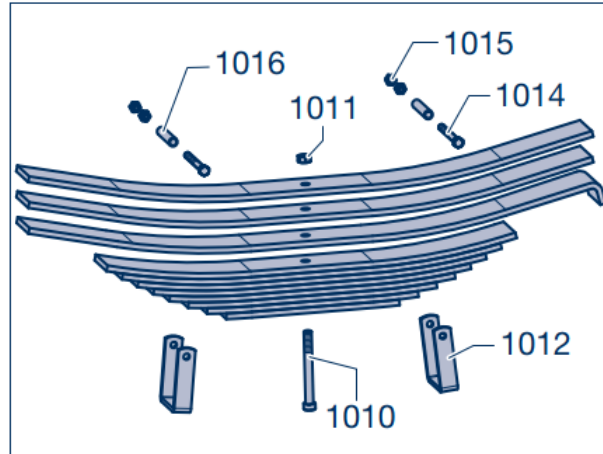
Замініть сильно скородовані листи ресори та ті, що мають тріщини. Замініть верхній лист ресори, коли знос становить більше ніж 20% товщини листа.

Нанесіть графітову змазку на очищені листи ресори.

Вставте центральний болт і затягніть гайку з рекомендованим крутним моментом 163 Нм.

Розмістіть ресорні затискачі (1012) на ресорних листах і вставте дистанційну втулку (1016).

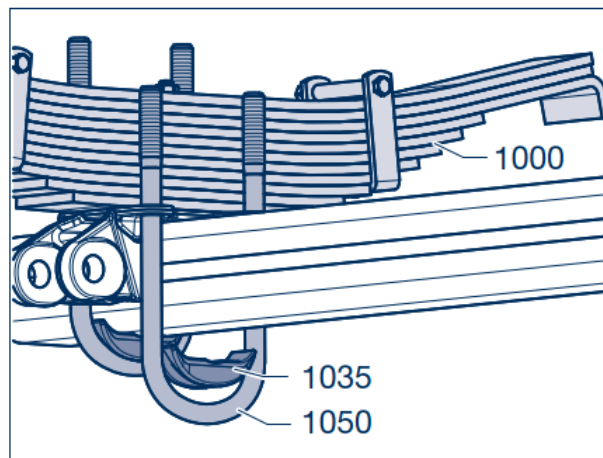
Вставте шестигранні гвинти (1014). Встановіть гайки (1015), затягніть із рекомендованим крутним моментом 66 Нм і зафіксуйте контргайками.



Встановлення.

Розмістіть ресору (1000) так, щоб головка центрального болта ресори входила в отвір сидла ресори.

Вставте U-болт (1050) з сегментом (1035) у ресорну подушку.

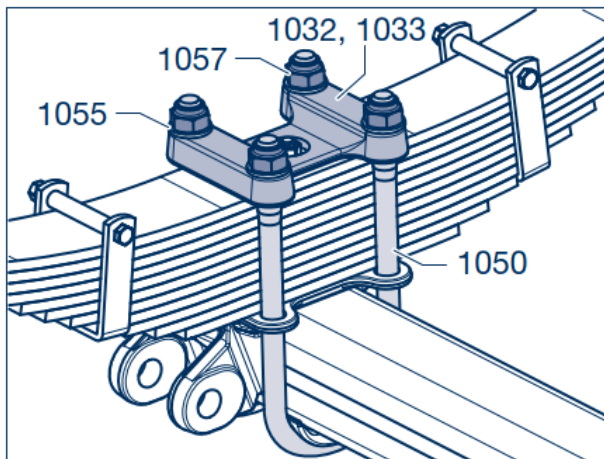


Встановіть пластину ресори (1032, 1033).

Легко змастіть різьбу М 24 на U-болтах (1050).

Прикріпіть шайби (1055) та накрутіть контргайки М 24 (1057, SW 36).

Затягніть контргайки з рекомендованим крутним моментом поетапно до 600 - 650 Нм.



Під час тестування зібраних ресор вимірюють величину прогину H за навантаженнями P , які вказані у технічних вимогах до збірки ресор автомобілів. Процедура тестування еластичності ресори зображена на рисунку 2.3.

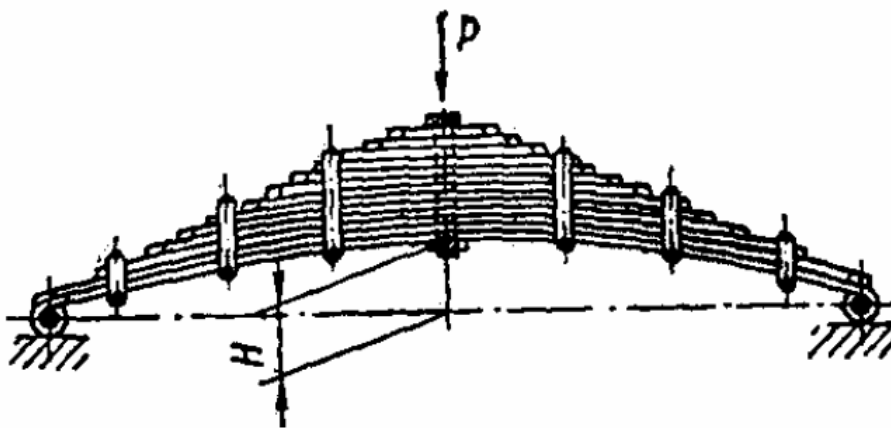


Рис. 2.3. Процедура тестування еластичності ресори.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз ефективності підвіски

Аналіз варіацій товщини стрижнів у відповідності до довжини листа ресори зосереджується на вивченні, як змінюється товщина стрижнів, що складають ресору, у залежності від їхньої довжини. Такий підхід дозволяє оптимізувати роботу підвіски, забезпечуючи краще поглинання ударів та підвищену стійкість транспортного засобу на дорозі.

Для цього використовуються математичні моделі та фізичні випробування, де ресори різних довжин тестуються на їх здатність витримувати певні навантаження. Зазвичай, з більшими довжинами листів ресори може знадобитися збільшення товщини стрижнів, щоб вони могли ефективно розподіляти навантаження і зменшувати напруження, що впливає на структурну цілісність ресори.

Цей аналіз допомагає виявити оптимальні параметри для кожного типу ресори, враховуючи специфічні умови експлуатації та вимоги до довговічності та ефективності підвіски. Таким чином, можна значно покращити якість виробу та збільшити його експлуатаційні характеристики.

Формула для розрахунку товщини листа:

$$h = \frac{\delta \cdot L^2 \cdot \sigma_m \cdot C_p}{6E \cdot f_{cm} \cdot C'_p} \quad (3.1)$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1500^2 \cdot 466,66 \cdot 214,9}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111 \cdot 223,3} = 9,743 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1550^2 \cdot 466,66 \cdot 214,9}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111 \cdot 223,3} = 10,404 \text{ мм.}$$



Рис. 3.1. Перефразуй текст так щоб не було подібності слів і доповни його.

$$h = \frac{1,35 \cdot 1600^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 11,086 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1650^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 11,790 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1700^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 12,515 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1750^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 13,262 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1800^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 14,031 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1850^2 \cdot 466,66}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111} \cdot \frac{214,9}{223,3} = 14,822 \text{ мм.}$$

$$h = \frac{1,35 \cdot 1900^2 \cdot 466,66 \cdot 214,9}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 111,111 \cdot 223,3} = 15,633 \text{ мм.}$$

Аналіз пікових напружень на згинання, які залежать від товщини та ширини листів ресори, дозволяє вивчити, як ці параметри впливають на стійкість ресори до механічних деформацій. Цей процес включає в себе оцінку міцності ресори при різних комбінаціях її ширини та товщини, щоб ідентифікувати оптимальні розміри для різних умов експлуатації.

Застосування математичних моделювань та фізичних тестів допомагає визначити, як зміни в товщині та ширині впливають на здатність ресори витримувати високі навантаження без втрати пружних властивостей. Це дослідження є ключовим для проектування ресор, які можуть ефективно функціонувати під високими навантаженнями в автомобільній промисловості.

Пікові напруження на згин відбуваються при найвищому динамічному прогині ресори:

$$\sigma_{max} = \frac{6Eh (f_{cm} + f_d)}{\delta \cdot L^2}. \quad (3.2)$$

Довжина листа коливається в межах $L = 1500 \dots 1900$ мм.

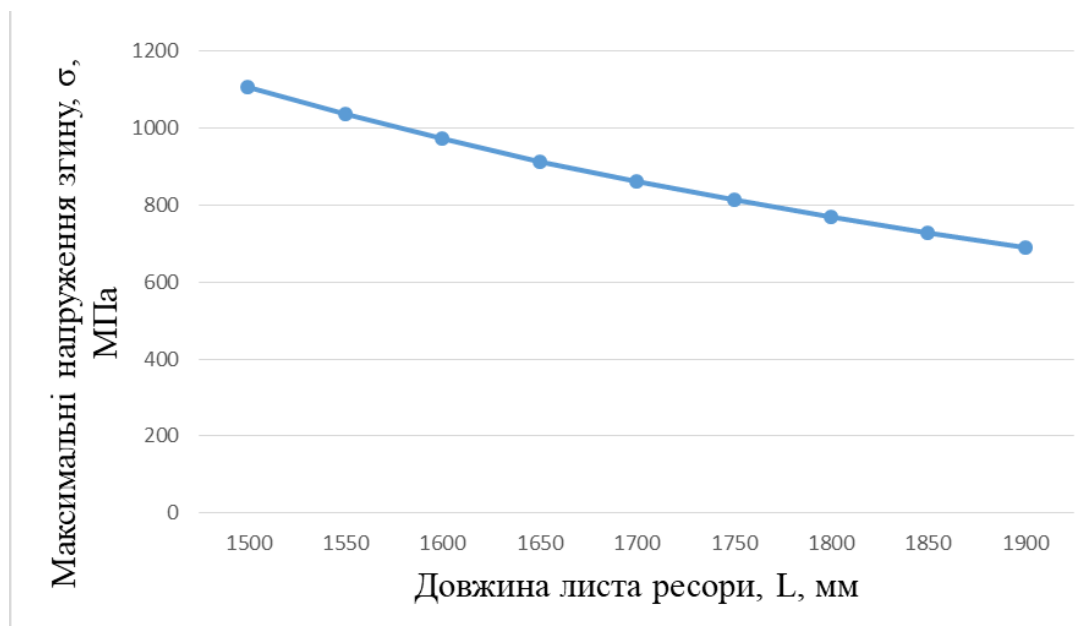


Рис. 3.2. Аналіз найвищих напружень згину, які залежать від довжини листа ресори, дозволяє оцінити, як різні розміри листа впливають на міцність ресори під час її використання.

Це дослідження важливе для розробки ресор, здатних витримувати значні механічні навантаження без ризику передчасного виходу з ладу.

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1500^2} = 1106,172 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1550^2} = 1035,957 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1600^2} = 972,221 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1650^2} = 914,191 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 861,206 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1750^2} = 812,698 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1800^2} = 768,175 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1850^2} = 727,213 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1900^2} = 689,442 \text{ МПа.}$$

Товщина стрижнів коливається у діапазоні $h = 9 \dots 17$ мм. Це забезпечує різні рівні жорсткості та гнучкості, важливі для адаптації ресор до різних умов експлуатації та вагових навантажень транспортного засобу.

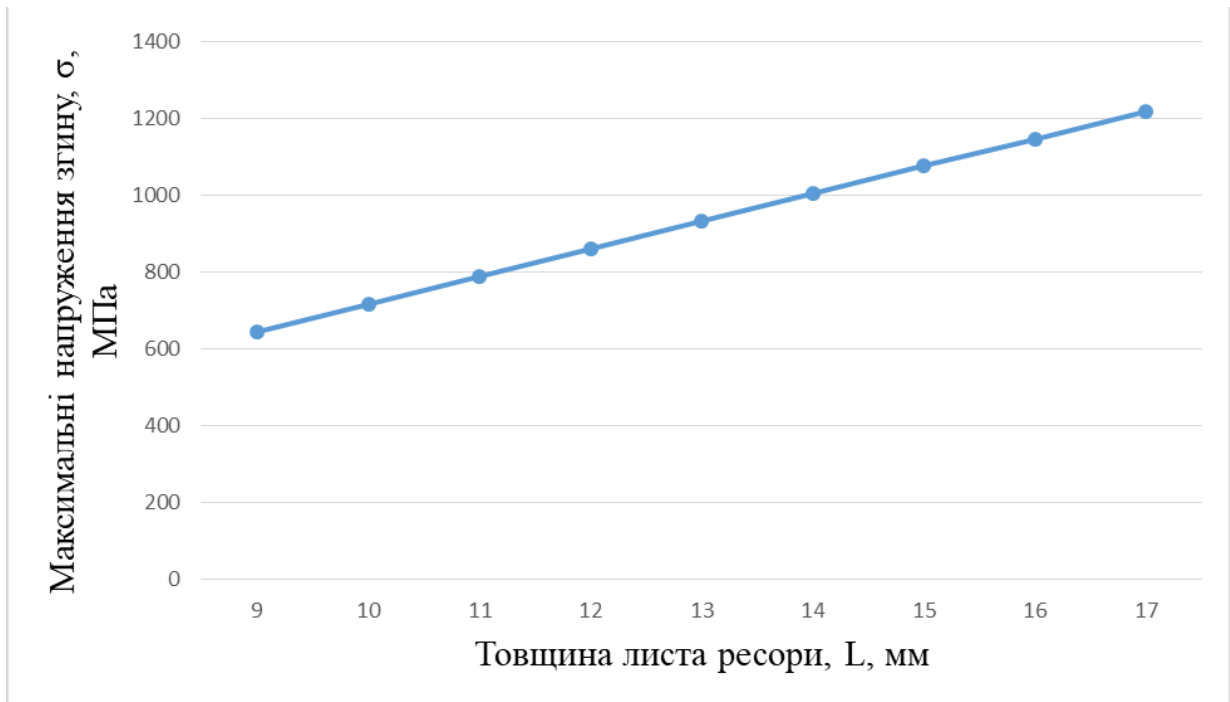


Рис. 3.3. Аналіз найвищих напружень на згин, зумовлених товщиною листа ресори, дозволяє вивчати, як товщина матеріалу впливає на здатність ресори витримувати навантаження.

Вивчення цих параметрів критично важливе для проектування ресор, які мають оптимальну міцність і довговічність, забезпечуючи надійність та безпеку автомобільних підвісок у різноманітних експлуатаційних умовах.

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 9 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 645,905 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 717,672 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 789,439 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 816,206 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 13 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 932,973 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 14 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 1004,741 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 1076,508 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 16 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 1148,275 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 17 \cdot (111,111 + 111,111)}{1,13 \cdot 1700^2} = 1220,042 \text{ МПа.}$$

Радіус скомпонованої ресори в ненавантаженому стані, коли вона під повним статичним навантаженням досягає розпрямленого стану.

$$R_0 = \frac{L^2}{8(f_{cm} + Y_p)}. \quad (3.3)$$

Це дослідження критично важливе для забезпечення оптимальної працездатності та довговічності ресор, а також для розробки більш ефективних та надійних конструкцій підвісок.

$$R_0 = \frac{1500^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2220,406 \text{ мм.}$$

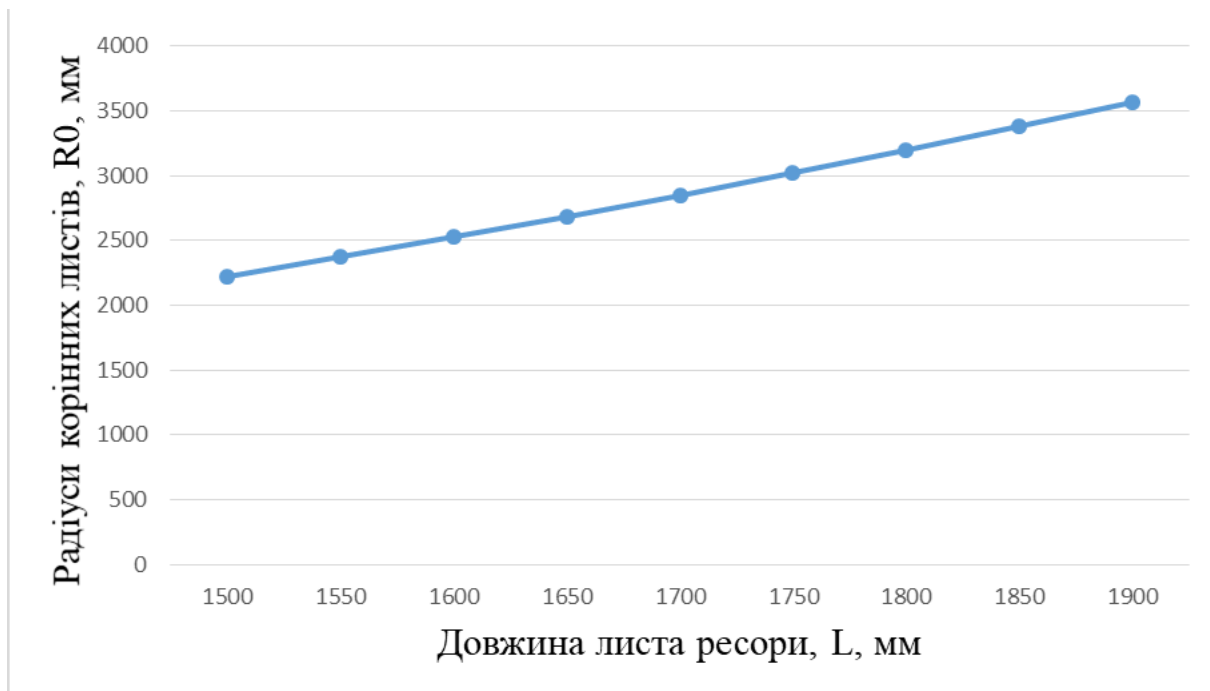


Рис. 3.4. Аналіз варіацій радіуса основних листів ресори залежно від їхньої довжини дозволяє визначити, як змінюється форма листів у процесі використання та під впливом навантажень.

$$R_0 = \frac{1550^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2370,901 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1600^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2526,329 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1650^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2686,691 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1700^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 2851,989 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1750^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3022,22 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1800^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3197,385 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1850^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3377,485 \text{ мм.}$$

$$R_0 = \frac{1900^2}{8 \cdot (111,111 + 0,07 \cdot 222,222)} = 3562,519 \text{ мм.}$$

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Конструктивна безпека автомобіля

Як бачимо, на автомобільному транспорті більшість ДТП відбувається через неправильне оцінювання водієм дорожньої обстановки (перевищення швидкості, порушення правил обгону, маневрування і т.д.). Обмеження швидкості руху, звичайно, сприятливо позначається на зниженні аварійності. Однак це лише екстенсивний шлях зниження числа ДТП і вагомості їхніх наслідків. Істотно зменшити показник аварійності дозволять якісні перетворення в системі автомобіль – водій – дорога – навколишнє середовище, тобто перехід на інтенсивний шлях удосконалювання організації руху.

Саме до таких заходів, що дозволяють врахувати безліч факторів, які впливають на безпеку руху (рис. 4.1), варто віднести широке впровадження електронної техніки в організацію руху і керування транспортними засобами.



Рис. 4.1. Фактори, що впливають на безпеку руху.

Під конструктивною безпекою автомобіля розуміють його властивості запобігати шкоді, що наноситься у процесі роботи автомобіля навколишньому середовищу й учасникам руху, а також зменшувати вагомість наслідків ДТП.

Для зручності вивчення окремих аспектів конструктивної безпеки її поділяють на активну, пасивну, післяаварійну і екологічну.

Поділ властивостей автомобіля, що забезпечують його безпеку, на види певною мірою умовний, але він дозволяє акцентувати увагу фахівців різних галузей науки і техніки на рішенні конкретних питань і сприяє розробці цілеспрямованих інженерних заходів.

Розрізняють активну і пасивну безпеку транспортних засобів. Активна безпека автомобіля спрямована на попередження дорожньо- транспортних пригод (ДТП). Пасивна безпека автомобіля спрямована на зниження наслідків ДТП.

Умови безпечного руху пов'язані з підтримкою фізіологічних напруг, яким піддаються користувачі автомобіля (коливання, шум, кліматичні умови), на можливо більш низькому рівні.

Колівання в межах діапазону частот 1-25 Гц (подолання нерівностей, нестійкість руху і т.п.), що наводяться колісьми, впливають на користувачів автомобіля безпосередньо через кузов, сидіння і кермове колесо.

Шуми як акустичні перешкоди автомобіля (рівень звукового тиску) можуть виникати і поширюватися від внутрішніх (двигун, коробка передач, карданний вал, мости) або зовнішніх джерел (шум від контакту шин з дорожнім покриттям, від вітру). Заходи для зменшення шуму з одного боку пов'язані з розробкою компонентів, які працюють безшумно, і з іншого боку – з використанням ізолюючих або звуковбирних матеріалів.

Кліматичні умови усередині автомобіля, головним чином, пов'язані з впливом температури, вологості і тиску повітря, а також швидкості повітряного потоку в пасажирському салоні.

Безпека руху, пов'язана з факторами сприйняття. Заходи, що підвищують рівень безпеки руху, пов'язані з факторами сприйняття, в основному, зосереджені на: світлосигнальному устаткуванні; звукових попереджувальних пристроях; прямій і непрямій оглядовості.

Експлуатаційна безпека. Низький рівень стресу у водія і, таким чином, більш високий ступінь безпеки керування автомобілем вимагають забезпечення

оптимальних конструктивних особливостей для навколишнього середовища водія з погляду спрощеної роботи засобами керування автомобілем.

4.2 Активна безпека автомобіля

Відомо, що найбільше число ДТП пов'язане з неправильним оцінюванням поведінки автомобіля при гальмуванні. Зокрема, з недооцінюванням водієм наслідків юзу – втрати стійкості і керованості. Тому стрижневим компонентом сучасної концепції активної безпеки, безсумнівно, є антиблокувальна система (АБС) гальм.

Зробити гальмову систему максимально ефективною – одна з пріоритетних задач автомобільних конструкторів. Якщо раніше лише уточнювали, дискові гальма або барабанні, то зараз список допоміжних систем настільки великий, що розібратися в абрєвіатурах часом непросто.

Щоб утримувати курс і ефективно сповільнюватися, потрібно запобігти блокуванню коліс під час гальмування. Звідси пішла і назва базової системи – антиблокувальна, скорочено АБС (ABS, Anti-lock Braking System). Саме АБС і служить основною ланкою, від якої будується ланцюг різних допоміжних систем, які використовують у тому або іншому ступені її датчики або «мозок» для своєї роботи.

Принцип дії АБС такий: одержуючи інформацію від датчиків, блок керування фіксує зупинки колеса і посиляє сигнали для зменшення тиску в гальмовому контурі. Сьогодні усе більше поширення одержують чотириканальні АБС, що контролюють кожне колесо окремо. Хоча не втратили актуальності також три- і двоканальні АБС: вони простіші за конструкцією і, відповідно, дешевші.

Якщо абрєвіатуру АБС застосовують практично всі автовиробники, то її дороблені варіанти кожна фірма намагається назвати по-своєму, що і вносить деяку плутанину.

Наприклад, гальма багатьох сучасних «мерседесів» обладнують АБС із функцією «брейк есіст» (Brake Assist). Її задача – реалізувати можливості гальм на 100%. А ідея «асистента» прийшла інженерам зі Штутгарта після серії

тестів, у ході яких була замічена цікава тенденція: переважна більшість водіїв, що попадають у критичну ситуацію, або натискали на педаль гальма недостатньо сильно протягом усього маневру, або збільшували зусилля лише в самому його кінці. Електронні мозки «брейк есіст» уловлять момент, коли водій робить помилку, і протягом частки секунди піднімуть тиск у гальмах до максимально ефективного. Є схожа функція й у гальмах БМВ, вона зветься DBC (Dynamic Break Control).

Останнім часом активно впроваджують у машини різних класів і протибуксувальну систему, іменовану «Мерседесом» ASC (Acceleration Skid Control), «Ровером» – ETC (Electronic Traction Control), а «Опелем» і «Вольво» – TC (Traction Control) і TRACS (Traction Control System). Усі вони іноді поєднуються під загальною назвою «тракшн контроль» і виконують функцію «АБС навпаки»: не допускають пробуксовування під час розгону. Напевно кожному приходилося рушати з місця на покритій льодом дорозі. Головне – не доводити ведучі колеса до пробуксовування. Часом нескладно зірвати машину в занос, переборщивши з газом, і на ходу. Щасливчикам, що керують машинами з ASC і її аналогами, думати про це необов'язково – електроніка підстрахує.

Нарешті, усе частіше зустрічається у списку серійного устаткування машин і система стабілізації траєкторії – ESP (Electronic Stability Program) у «Мерседесі»; «Тойота» називає свій варіант VSC (Vehicle Stability Control), а «Субару» - VDC (Vehicle Dynamics Control). У небезпечній ситуації ESP пригальмовує те або інше колесо, стабілізуючи траєкторію руху і виводячи автомобіль із заносу.

За допомогою своєї системи ESP (Electronic Stability-Program – електронна система стабілізації руху) фірма Mercedes-Benz хоче знову підняти імідж автомобілів класу А, який трохи похитнувся (рис. 4.3): як відомо, при проведенні спеціальних випробувань на стійкість при маневруванні міні-автомобіль фірми Mercedes перевернувся. Дотепер ця система встановлювалася тільки на автомобілях вищого класу і тільки як додаткове устаткування.

Поняття «Електронна система регулювання стійкості руху» є узагальненим поняттям для численних систем безпеки, включаючи всі, що

застосовувалися до цих пір системи, які запобігають проковзуванню коліс, такі як ABS, ASR або EBV.

Вони запобігають нестійкості автомобіля під час руху, заносу або перекиданню. При наявності системи регулювання стійкості руху навіть недосвідчений водій може краще справитися з керуванням у критичній ситуації. Завдяки цілеспрямованому впливові на гальмові сили на колесах і "скиданню" газу така система забезпечує стійкість автомобіля при будь-яких умовах на своїй смузі руху. За допомогою датчиків ESP визначає хитке положення автомобіля швидше, ніж традиційна антиблокувальна гальмова система. Це значить, що істотно скорочується і гальмовий шлях (як свідчать вимірювання, до 12 %). Електроніка реагує швидше, ніж найдосвідченіший водій. Отже, різко зменшується імовірність аварії.

Процес здійснюється в такий спосіб. При вході в поворот водій занадто пізно усвідомлює, що їде занадто швидко, результат – автомобіль виносить зі смуги руху. Електронна система регулювання стійкості руху ще до досягнення критичного моменту визначить небезпечну ситуацію і визначить, як реагує водій. За кілька мілісекунд мікропроцесор розрахує, наскільки потрібно пригальмувати колесо і яке саме. Одночасно система "скине" газ, у результаті чого зменшаться потужність і крутний момент двигуна.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Розділ 1 детально розглядає функціональні аспекти та вимоги до конструкції автомобільних підвісок, наголошуючи на їхній критичній ролі у забезпеченні комфорту, стабільності та безпеки під час руху. Підвіска як комплекс механізмів має за задачу мінімізувати вплив коливань коліс на кузов, що сприяє зменшенню динамічних навантажень і підвищенню загальної ефективності транспортного засобу.

В розділі звертається увага на інженерні критерії, які впливають на проектування підвісок, включно з еластичністю, стабільністю керованих коліс, а також на кінематичні аспекти, які повинні запобігати небажаним коливанням. Зокрема, важливість правильного розрахунку кінематичної схеми підвіски виступає ключовим чинником для забезпечення стійкості руху автомобіля.

Також розділ включає класифікацію підвісок згідно з різними типами їх виконання (незалежні, залежні, а також за типом пружних елементів) і вказує на специфічні конструкції, які використовуються в залежності від умов експлуатації та задіяних технологій.

Технологічний розділ розкриває ключові аспекти конструкції та розрахунку компонентів підвіски, зокрема напівеліптичних листових ресор та амортизаторів. В цьому розділі детально аналізуються принципи проектування ресор на основі максимальних вертикальних навантажень, що впливають на їх міцність, а також визначається методика розрахунку жорсткості ресори, що встановлюється на транспортний засіб.

Значна увага приділяється підбору матеріалів, зокрема використанню сталей марок 55ГС, 55С2, 60С2, які забезпечують необхідну довговічність та витривалість ресор. Обговорюються різні конструктивні виміри, такі як довжина ресори та її вплив на кінематику підвіски, а також способи посилення ресор, якщо вони мають перевищувати 10 листів.

Розділ також включає розрахунки і тестування амортизаторів, визначаючи їх критичні характеристики та взаємодію з іншими компонентами підвіски для оптимізації абсорбції ударів та вібрацій.

Конструкторський розділ ретельно розглядає аспекти ефективності та оптимізації підвіски автомобіля, зосереджуючись на аналізі варіацій товщини та довжини листів ресори. Вивчення цих параметрів дозволяє виявити оптимальні характеристики ресор для забезпечення максимальної ефективності їх роботи, особливо в умовах різних дорожніх навантажень.

Розділ наголошує на важливості правильного вибору товщини та довжини листів ресори, які впливають на здатність підвіски абсорбувати удари та підтримувати стабільність транспортного засобу. Використання математичних моделей та фізичних випробувань допомагає інженерам оптимізувати конструкцію ресор з метою підвищення їх ефективності та довговічності.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.
2. Сахно В. П. Експлуатаційні властивості автомобілів / В. П. Сахно. К.: Видавництво “КВІЦ”, 2006. 174 с.
3. Конспект лекцій з курсу «Технології обслуговування автотранспортних засобів». / Р.В. Хорошун, О.Л. Ляшук, Н.Т. Навроцька. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2021. – 194 с.
4. Ляшук О.Л. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / О.Л. Ляшук, В.М.Клендій, Р.В.Хорошун. – Тернопіль: Вид. ТНТУ – 2018. – С. 302.
5. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Науковий вісник Херсонської державної морської академії : науковий журнал. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2021. № 2 (25). С. 72–81.
6. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / Укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. - Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. 276 с.
7. Sokil, V., Lyashuk, O., Sokil, M., Vovk, Y., Lebid, I., Nevko, I., Khoroshun R Matviyishyn, A. (2022). Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. Communications, 24(3), B247-B258.
8. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Науковий вісник Херсонської державної морської академії : науковий журнал. Херсон : Херсонська державна морська академія, 2021. № 2 (25). С. 72–81.
9. Кузьмінський Р.Д., Шарibuра А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с

10. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
11. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
12. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
13. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
14. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.
15. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці. Курс лекцій: Навчальний посібник для студентів вищих педагогічних навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо-кваліфікаційним рівнем "бакалавр" / А.І. Ткачук, О.В. Пуляк. – Перевидання, доповнене та перероблене. – Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард". – 2017. – 184с.
16. Кашканов А.А., Грисюк О.Г. К 31 Безпека руху автомобільного транспорту. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. - 177 с.
17. Ремонт автомобілів: Навчальний посібник/ Упор. В.Я. Чабанний. - Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2007. - 348 с.