

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний інститут, транспортний факультет
(повне найменування факультету)

Автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Проектування задньої підвіски автомобіля категорії М2
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи Т-110

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Колісні та гусеничні транспортні засоби

Ліньков Н.А.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник Артюх О.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент Турпак С.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

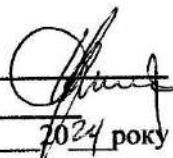
Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Машинобудівний інститут, транспортний факультет
 Кафедра Автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок
 Ступінь вищої освіти . Бакалавр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) . Колісні та гусеничні транспортні засоби
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Артюх О.М. 
 « 13 » березня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА

Ліньков Нікіта Андрійович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) . Проєктування задньої підвіски автомобіля категорії M2

керівник проєкту (роботи) Артюх Олександр Миколайович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 21 » 05 2024 року № 235

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 12.06.2024

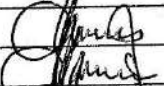
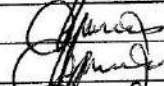
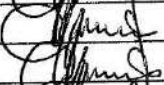
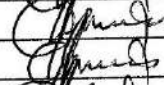
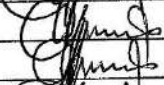
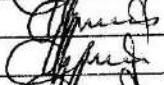
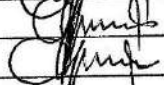
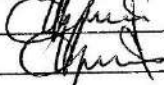
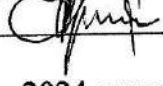

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) . автомобіль масою 1820 кг, швидкість
. автомобіля 110 км/год

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) . Загально технічний розділ. Аналітичний розділ. Діагностика та випробування підвіски автомобіля. Конструкторський розділ. Заходи безпеки цивільного захисту.

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

Складальне креслення підвіски автомобіля M2 (1 арк. ф. A1), робочі креслення деталей підвіски (1 арк. ф. A1), складальне креслення станда (2 арк. ф. A1), робочі креслення деталей станда (1 арк. ф. A1), структурно слідча схема (1 арк. ф. A1)

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

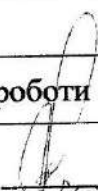
Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Артюх О.М. к.т.н., доцент		
2	Артюх О.М. к.т.н., доцент		
3	Артюх О.М. к.т.н., доцент		
4	Артюх О.М. к.т.н., доцент		
5	Артюх О.М. к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання « 01 » . 03 _____ 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Узгодження теми з керівником дипломної роботи	13.03.24 - 19.03.24	
2	Аналіз літературних джерел присвячених питанню за темою дипломної роботи	20.03.24 - 02.04.24	
3	Визначення мети та завдання дипломної роботи	03.04.24 - 05.04.24	
4	Аналіз конструкції агрегату або системи та елементів, що визначають їх технічний стан	06.04.24 - 11.04.24	
5	Аналіз обладнання яке використовуються при випробуванні та діагностиці зчеплення	12.04.24 - 16.04.24	
6	Складальні креслення, робочі креслення сполучних деталей, створення структурно-слідчої схеми.	17.04.24 - 02.05.24	
7	Оформлення пояснювальної записки до дипломної роботи	03.05.24 - 10.06.24	
8	Захист дипломної роботи	12.06.24	

Студент(ка)

 (підпис)

Нікіта Лінюков

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

 (підпис)

Олександр Артюх

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проєкту: 95 с., 6 табл., 31 рис., 21 джерело, 6 форматів А1

АВТОМОБІЛЬ, АМОРТИЗАТОР, ДЕМПФУЮЧИЙ ЕЛЕМЕНТ, ПІДВІСКА, ПРУЖНИЙ ЕЛЕМЕНТ, РЕСОРА, ХОДОВА ЧАСТИНА

Мета дипломної роботи – отримання теоретичних та практичних знань з конструкції, теорії основ розрахунку автотранспортних засобів та стендів для їх діагностування, придбання навичок конструювання та освоєння методів розрахунку.

Об'єкт дипломної роботи – підвіска автомобіля.

Предмет дипломної роботи – аналіз конструкції задньої підвіски автомобіля категорії М1.

Методи дипломної роботи – на сучасному теоретичному рівні проведення розрахунків обраних технічних рішень із застосуванням сучасних математичних методів та технічних засобів.

Проведено аналіз призначення, загальної будови підвісок автомобілів, вимог до підвісок. Розглянуті різні конструкції підвісок їх переваги та недоліки. Розглянуті інноваційні технології в конструкції підвісок. Сконструювано стенд для діагностики підвіски автомобіля. Проведено розрахунок елементів підвіски автомобіля та елементів стенда для її діагностики.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Загально технічний розділ	8
1.1 Призначення, загальна будова підвіски, вимоги до підвісок автомобілів.....	8
1.2 Ознаки класифікації, основні кінематичні схеми.....	15
1.2.1 Силові вузли підвіски.....	16
1.3 Поняття «пружна характеристика підвіски».....	22
1.4 Переваги та недоліки різних типів підвісок.....	23
1.5 Можливі несправності підвіски автомобіля.....	25
1.6 Пристрій та принцип роботи підвіски.....	30
1.7 Параметри автомобіля.....	32
2 Аналітичний розділ.....	34
2.1 Направляючі елементи підвіски.....	34
2.2 Пружні елементи підвіски.....	36
2.3 Демпфуючі елементи підвіски.....	38
2.4 Конструктивні схеми задньої підвіски.....	39
2.5 Інноваційні підходи, технології що використовуються в конструкції підвісок автомобіля.....	42
2.5.1 Шарові опори.....	42
2.5.2 Алюміній в конструкції підвіски.....	44
2.5.3 Використання 3D-принтерів при виготовленні деталей підвіски.....	45
2.5.4 Використання пластику при виготовленні деталей підвіски.....	46
2.5.5 Гнучкі важелі підвіски автомобіля.....	46
3 Діагностика та випробування підвіски автомобіля.....	48

3.1	Діагностичні параметри перевірки підвіски.....	48
3.2	Загальні методи оцінки технічного стану підвіски.....	52
4	Конструкторський розділ.....	60
4.1	Розрахунок підвіски автомобіля.....	60
4.1.1	Побудова пружної характеристики підвіски	60
4.1.2	Розрахунок ресори на міцність.....	63
4.1.3	Розрахунок параметрів амортизатора.....	65
4.1.4	Розрахунок на міцність поздовжньої балки рами.....	69
4.1.5	Розрахунок заклепувального з'єднання.....	72
4.2	Конструювання стенду для діагностики підвіски автомобіля.....	73
4.2.1	Конструкція та принципу роботи стенду.....	73
4.2.2	Розрахунок елементів конструкції стенду.....	82
4.2.2.1	Розрахунок потужності електродвигуна.....	82
4.2.2.2	Перевірний розрахунок підшипників кочення букси.....	83
4.2.2.3	Розрахунок болтового з'єднання.....	87
4.2.2.4	Розрахунок шпонкового з'єднання.....	89
5	Заходи безпеки цивільного захисту.....	90
5.1	Інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі.....	90
	Висновки.....	93
	Перелік джерел посилання.....	94

ВСТУП

У сучасному світі наше життя неможливе без автомобільного транспорту. Основним завданням автомобільного транспорту є повне та своєчасне задоволення потреб народного господарства та населення у перевезеннях, за можливо менших матеріальних та трудових витрат, при забезпеченні високого рівня безпеки дорожнього руху та екологічності. В Україні близько 30% всіх вантажоперевезень та 70% пасажироперевезень здійснюється за допомогою автомобільного транспорту.

Одним з найбільш важливих елементів автомобіля є його підвіска, оскільки від якості її виконання залежить не тільки надійність і довговічність автомобіля, але і збереження вантажу, що перевозиться, і комфортабельність перевезення пасажирів.

Підвіска - сукупність пристроїв, що забезпечують пружний зв'язок між підресореною та непідресореною масами. Вона зменшує динамічні навантаження, що діють на підресорену масу. Підвіска складається з багатьох елементів конструкції, з яких є три основні: пружний, направляючий та демпфуючий. У деяких випадках для зменшення крену у підвіску додається стабілізуючий пристрій.

Конструкція підвіски повинна: забезпечувати потрібну плавність ходу; мати кінематичні характеристики, що відповідають вимогам стійкості та керованості автомобіля.

1 ЗАГАЛЬНО ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Призначення, загальна будова підвіски, вимоги до підвісок автомобілів

Ходова частина автомобіля призначена для реалізації тягово-динамічних, швидкісних характеристик силової передачі, а також для забезпечення прохідності, плавності ходу і його керованості при русі [1, 3].

Підвіска, будучи елементом ходової частини, призначена для забезпечення пружного з'єднання несучої системи автомобіля з його колесами.

Підвіска (система підресорювання) автомобіля складається з наступних основних елементів конструкції [2]:

- пружний елемент;
- демпфуючий елемент, призначений для гасіння коливань;
- направляючий пристрій (важелі, штанги);
- стабілізатори (для підвищення кутовий жорсткості підвіски);
- елементи з'єднання (шарніри, шарнірні опори);
- обмежувачі ходу (буфери стиснення, відбою).

Підвіска автомобіля - це технічно складний агрегат, який має наступну будову [3, 4]:

- **пружні елементи** - металеві (пружини, ресори, торсіони) і неметалеві (пневматичні, гідропневматичні, гумові) деталі, які, в силу своїх пружних характеристик, сприймають навантаження від нерівностей дороги і розподіляють її на кузов автомобіля;
- **гасильні пристрої (амортизатори)** - агрегати, що мають гідравлічне, пневматичне або гідропневматичне будова і призначені для нивілювання коливань кузова, отриманих від пружного елемента;

- **направляючі елементи** - різні деталі у вигляді важелів (поперечних, поздовжніх), що забезпечують з'єднання підвіски з кузовом і визначають переміщення коліс і кузова відносно один одного;
- **стабілізатор поперечної стійкості** - пружна металева штанга, що з'єднує підвіску з кузовом і перешкоджає збільшенню крену автомобіля в процесі руху;
- **опори колеса** - спеціальні поворотні кулаки (на передній осі), сприймаючі навантаження, які виходять від коліс, і розподіляють їх на всю підвіску;
- **елементи кріплення деталей, вузлів і агрегатів підвіски** - це засоби з'єднання елементів підвіски з кузовом і між собою: жорсткі болтові з'єднання; композитні сайлентблоки; кульові шарніри (або кульові опори).

Складність вимог, що пред'являються до підвісок автомобілів, визначається перш за все великим впливом конструкції підвіски і її характеристик на **основні властивості автомобіля: рухливість, маневреність (керованість) і прохідність.**

Важливо відзначити вплив параметрів підвіски на можливість руху автомобіля з заданими швидкостями по ґрунтових дорогах і місцевості.

Основними вимогами до підвіски автомобілів є [1, 4]:

- забезпечення необхідного розподілу навантажень на осі (колеса) автомобіля;
- отримання заданих параметрів плавності ходу;
- забезпечення руху по нерівних дорогах без ударів в обмежувач;
- обмеження поперечного крену автомобіля;
- кінематичне узгодження переміщень керованих коліс, що виключає їх коливання щодо шворнів;
- забезпечення затухання коливань кузова і коліс;
- сталість колії, кутів нахилу коліс; сталість кутів нахилу шворнів;

- надійна передача від коліс до несучої системі поздовжніх і поперечних сил;
- маленькі зміни (у порівнянні зі статичними) траєкторій гойдання коліс при русі по нерівній дорозі і при повороті;
- забезпечення стійкості руху і прохідності автомобіля;
- мала вага кінематичних ланок (зниження маси безпружинних частин);
- живучість, експлуатаційна надійність і довговічність;
- зручність і простота обслуговування.

Розглянемо ці вимоги.

Забезпечення заданого розподілу навантажень у двовісних автомобілів, а також у тривісних із задніми балансирними візками визначається тільки координатою центру ваги і не залежить від схеми та конструкції підвіски.

Суттєве значення має розподіл навантажень при різній завантаженості автомобілів транспортного і багатоцільового призначення, а також для тягачів при буксируванні причепів різної ваги і в різних дорожніх умовах. Раціональне рішення можливе за умови застосування підвісок з легко регульованими характеристиками, наприклад пневматичних; це дозволило б також забезпечити незмінність основних параметрів плавності ходу при зміні навантаженості автомобіля.

Забезпечення заданих параметрів плавності ходу.

Як відомо основними параметрами плавності ходу автомобіля служать:

- частоти власних поздовжніх кутових і вертикальних коливань корпусу (рами);
- максимальні амплітуди коливань;
- максимальні вертикальні прискорення корпусу;
- ефективність гасіння коливань;
- швидкість наростання прискорень (третя похідна від переміщення за часом).

На параметри плавності ходу впливають фактори - компоувальні і конструктивні.

До числа компоувальних факторів відносяться:

- розподіл мас автомобіля, що визначають величину моменту інерції корпусу;
- розстановка коліс.

Що стосується моменту інерції, то його збільшення, сприятливо позначаючись на частотах коливань, може при певних умовах призвести до небажаного зростанню динамічних навантажень на корпус.

З конструктивних факторів слід виділити:

- жорсткість вузлів підвіски;
- робочі ходи коліс;
- параметри амортизаторів.

Малі зміни траєкторій гойдання коліс, забезпечення стійкості і прохідності. Наявність пружних елементів і зв'язків між колесами (для залежних підвісок) призводить до зміни положення коліс щодо корпусу автомобіля при його русі. Це може викликати порушення умов кочення коліс (підвищене ковзання шин, зміна траєкторій при повороті), шкідливі коливальні явища, а також збільшити навантаження на раму.

Подібні порушення можуть також бути наслідком перерозподілу навантажень між окремими колесами і особливо відриву окремих коліс від дороги під час руху автомобіля по нерівностях [1, 2].

Найкращі характеристики можна отримати при незалежній підвісці; тому вона отримує все більш широке поширення, в першу чергу для керованих коліс.

Незалежна підвіска дозволяє також забезпечити гарне обкатування нерівностей на пересіченій місцевості; при балансирній підвісці в цих умовах можливий відрив одного з коліс від профілю дороги, що вимикає візок в цілому.

Перевагою залежною підвіски з точки зору прохідності є постійний (при симетричній схемі - рівний) розподіл навантажень між пов'язаними між собою колесами, що зменшує перевантаження і забезпечує поліпшення зчіпних властивостей для ведучих коліс.

Мала вага напрямних пристроїв. Ця вимога пов'язана з необхідністю зменшити масу безпружинних частин; до них відносяться коліс з шинами, деталі направляючих пристроїв (включаючи безпружинні мости), а також частина маси пружних елементів і амортизаторів. Слід зазначити, що термін «непідресореної» є умовним, оскільки він не враховує пружного впливу шин.

Зменшення безпружинних мас значно знижує динамічні навантаження на деталі ходової частини, в тому числі і на пружні елементи, і певною мірою на корпус. Послабшають також параметри високочастотних коливань корпусу.

Оскільки вага коліс і шин від типу підвіски не залежить, зміна безпружинних мас можливо головним чином за рахунок направляючих пристроїв.

Великі переваги дає незалежна підвіска, так як масивні балки, які з'єднують колеса, в цьому випадку замінюються порівняно легкими важелями. Але і при залежній підвісці, особливо ведучих коліс, вага безпружинних частин може суттєвим чином (до 30-40%) відрізнитися, залежно від способу установки головної передачі і диференціала (на рамі або в непідресореному мості) [2].

Тип пружних елементів також впливає на безпружинні маси. Так, листовая ресора часто виконує функції направляючого пристрою, що дозволяє полегшити останнє або зовсім усунути його; однак при цьому зростає вага самої ресори, оскільки вона повинна витримувати додаткові навантаження.

Живучість, надійність і довговічність підвіски залежать від ряду конструктивних і технологічних факторів. Живучість підвіски багатовісних автомобілів пов'язана в значній мірі з типом підвіски. Так, при незалежній схемі навіть повний вихід з ладу одного з вузлів не позбавляє автомобіль можливості

рухатися, що дає незалежній підвісці вирішальну перевагу перед залежною; у двовісних автомобілів схема підвіски на його живучість такого впливу не має.

Велике значення має захищеність життєво важливих елементів підвіски від зовнішніх впливів і пошкоджень. В першу чергу це відноситься до пружним елементам. Перевагу в цьому сенсі слід віддати торсіонам, які завжди можуть бути розташовані приховано (наприклад, всередині важелів, а в корпусних машинах - всередині корпусу) і легко захищені кожухами або трубами. Найгіршими є відкриті і низько розташовані ресори, а також пневматичні пружні елементи.

Живучість підвіски визначається також її надійністю. Остання, крім загальних для всіх механізмів факторів залежить від того, якою мірою пружні елементи підвіски захищені від перевантажень і від передачі нерозрахованих зусиль. Для захисту від перевантажень необхідно встановлювати обмежувачі ходу коліс, які обмежують деформації пружного елемента. Щоб уникнути динамічних впливів на ресору, обмежувачі виконують пружними (хоча і з підвищеною твердістю) у вигляді додаткових металевих ресор (підресорник) чи гумових блоків.

Нерозраховними для пружних елементів є навантаження, пов'язані з передачею корпусу горизонтальних зусиль і моментів від ходової частини. В ідеальних умовах на пружний елемент повинні діяти тільки сили, що обумовлені вертикальними навантаженнями і що викликають розрахункові деформації: для листової ресори - вигин листів в площині поздовжнього перерізу, для торсіону - кручення, для спіральної пружини - осьовий стиск.

Всі інші зусилля повинні зніматися напрямними пристроями. В дійсності ж ідеальні умови не дотримуються, тому пружні елементи вимагають посилення, що несприятливо позначається на характеристиці підвіски.

Довговічність підвіски забезпечується, насамперед, стійкістю пружних елементів до знакозмінних навантажень.

Зручність і простота обслуговування залежать від числа вузлів підвіски, кількості точок обслуговування, зокрема шарнірів і опор ковзання, і від їх

влаштування. Для задоволення цієї вимоги застосовують шарніри (опори), які не потребують змащення (наприклад, з гумовими блоками або пластмасовими втулками) і з надійними ущільнювачами.

Вимоги, що пред'являються до амортизаторів

Основними вимогами до амортизаторів є [1, 4]:

- забезпечення заданих параметрів плавності ходу і ефективності гасіння коливань;
- зменшення тряски на малих нерівностях;
- розвантаження від динамічних впливів при різкому переміщенні колеса;
- надійність в роботі, зокрема стабільність дії при різних режимах руху і тривале збереження характеристики.

Розглянемо ці вимоги.

Параметри плавності ходу забезпечуються правильним вибором коефіцієнта аперічності, оскільки при цьому створюється раціональна залежність між жорсткістю підвіски (частотою власних коливань) і опором амортизаторів.

Зменшення тряски досягається зниженням опору при ході стиснення.

Стабільність дії амортизатора забезпечується вибором робочої рідини, в'язкість якої можливо менше залежить від температури, достатньою тепловіддачею, зменшує температурний інтервал при роботі (це забезпечується тепловим розрахунком амортизатора), а також дотриманням конструктивних і технологічних вимог. З останніх особливе значення має надійність ущільнень, що запобігає витіку робочої рідини, і мала величина зазорів між деталями, що переміщуються; великі зазори сприяють зміні характеристик як при температурних коливаннях, так і при змінних швидкостях переміщень коліс.

1.2 Ознаки класифікації, основні кінематичні схеми

Підвіски автомобілів класифікують за такими ознаками [2, 4]:

- за типом характеристики (постійної жорсткості; змінної; прогресивна);
- за типом направляючих пристроїв (залежні, незалежні);
- за способом передачі сил і моментів від коліс (ресорна, штангова, важільна);
- за наявністю шворня;
- за типом пружного елемента (металева, неметалічна);
- за типом гасить елемента (з важільним амортизатором, з телескопічним амортизатором);
- по розташуванню площини гойдання (вертикальна, поперечна, поздовжня).

Розрізняють такі основні кінематичні схеми підвісок, рис. 1.1 [5]:

- залежна;
- одноважільна незалежна;
- двоважільна незалежна з важелями рівної довжини;
- двоважільна незалежна з важелями різної довжини;
- незалежна важільно-телескопічна;
- незалежна двоважільна з торсіоном;
- незалежна з поздовжнім хитанням.

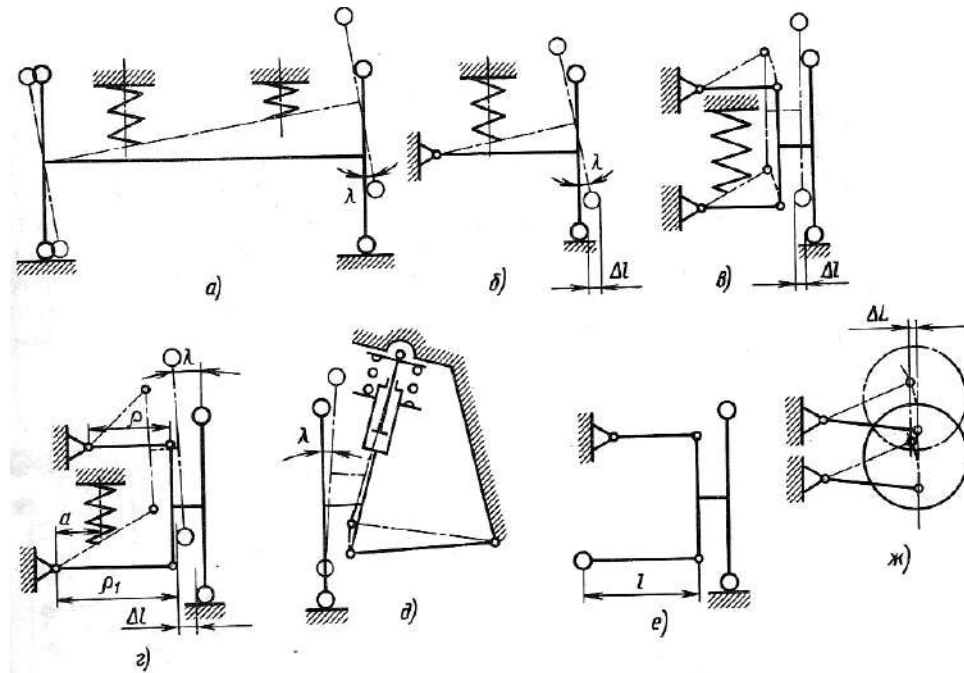


Рисунок 1.1 - Кінематичні схеми підвісок автомобілів

а - залежна; б - одноважільна незалежна; в - двоважільна незалежна з важелями рівної довжини; г - двоважільна незалежна з важелями різної довжини; д - незалежна важільно-телескопічна; е - незалежна двоважільна з торсіоном; ж - незалежна з поздовжнім хитанням.

1.2.1 Силові вузли підвіски

Поперечина підвіски

Для ізоляції дорожніх шумів і обмеження сил, переданих на кузов, в підвісці на подвійних поперечних важелях доцільно застосовувати поперечину (рис.1.2).

На поперечину спираються не тільки деталі системи підресорювання (пружина 2, буфер відбою 1, буфер стиснення 5; амортизатор 4), але і поперечні важелі і опори двигуна (через кронштейни 3).

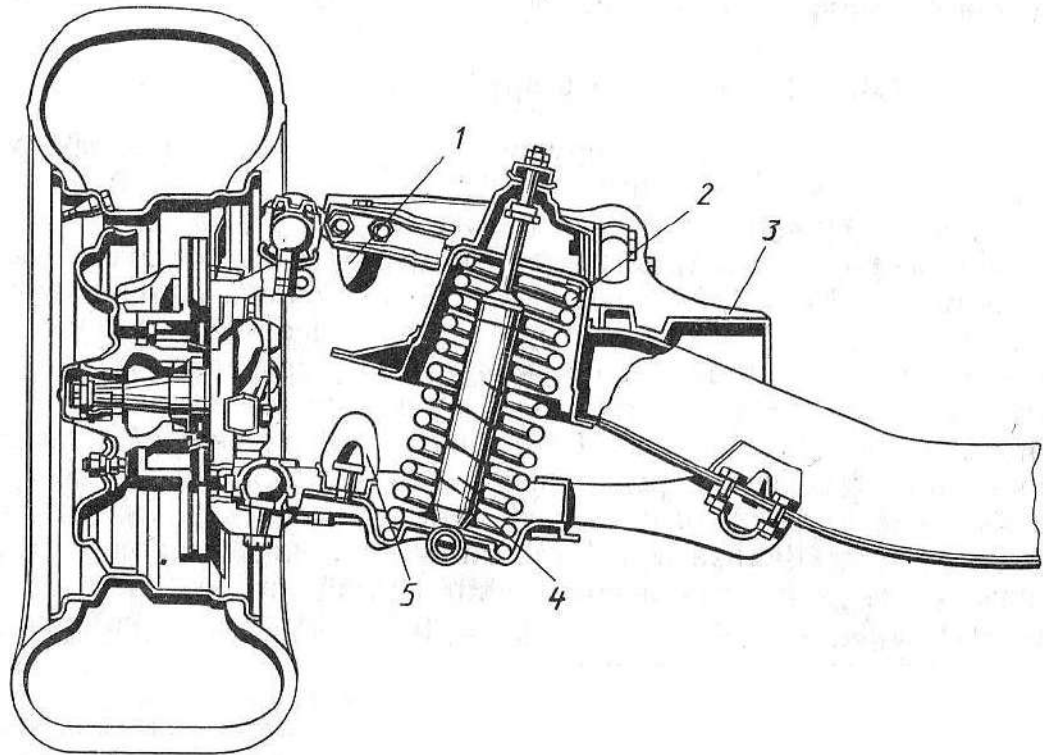


Рисунок 1.2 - Передня підвіска на подвійних поперечних важелях («Опель» мод. «Адмірал», «Дипломат» з 1968 по 1975 р): 1 - буфер відбою; 2 - пружина; 3 - кронштейн; 4 - амортизатор; 5 - буфер стиснення

До початку сімдесятих років минулого століття поперечина часто застосовувалася на легкових автомобілях класичної компоновки. Однак підвищена вартість і основний недолік - складність отримання передньої зони деформації з необхідним поглинанням енергії - змусили більшість виробників автомобілів відмовитися від силового вузла такого типу [4, 5].

Щоб запобігти бічне звуження вантажної поверхні ковпаками амортизаторів, пружини і амортизатори задніх підвісок на поздовжніх важелях розташовують горизонтально і кріплять до поперечини підвіски (рис.1.3, 1.4). При цьому поперечна труба і кронштейни 1 (рис.1.3), з привареними лонжеронами 1,4 (рис.1.4) утворюють поперечину підвіски.

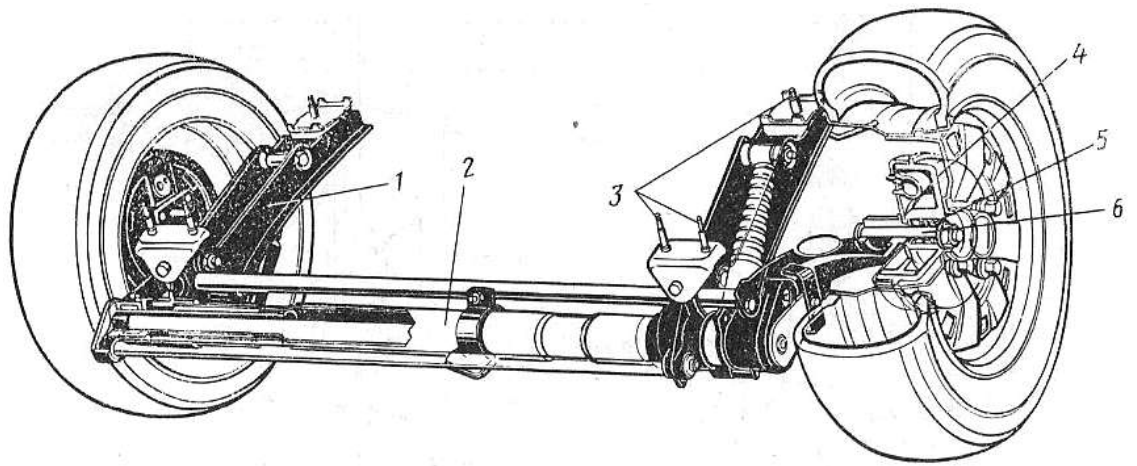


Рисунок 1.3 - Задня підвіска автомобіля «Пежо 205»: 1 - кронштейни; 2 - поперечна труба; 3 - різьбові елементи; 4 - гальмівний барабан; 5 - підшипник; 6 - цапфа

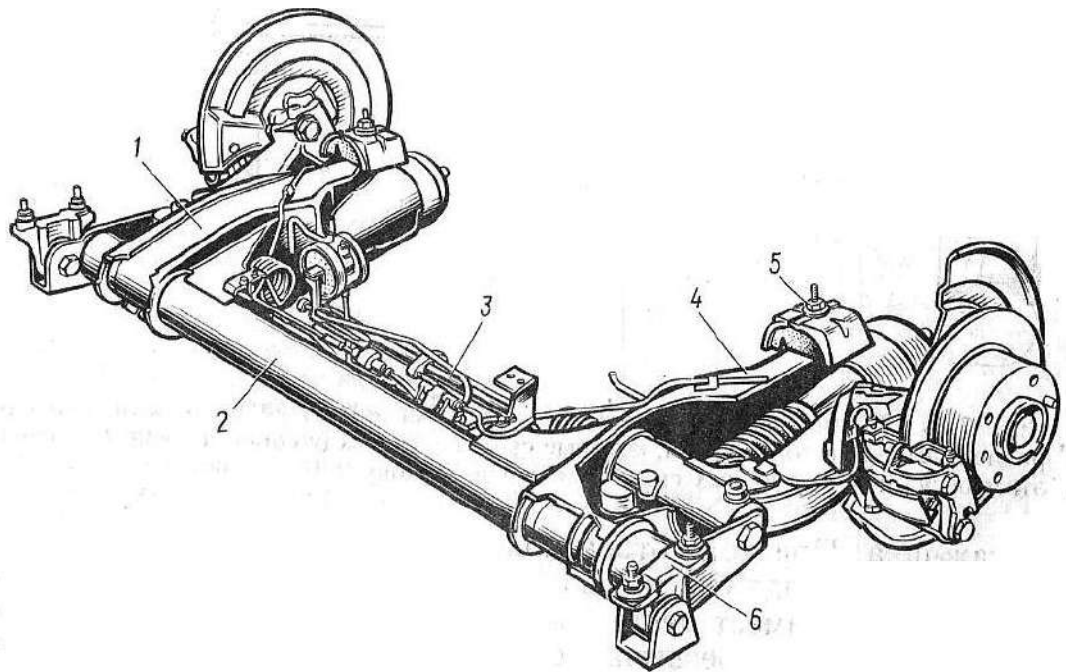


Рисунок 1.4 - Компактна по висоті задня підвіска автомобіля «Сітроен ВХ»: 1, 4 - лонжерони; 2 – поперечна труба; 3 - стабілізатор; 5, 6 - гумові опори

Амортизатор з пружиною

Амортизатор з пружиною, що прийшли з мостобудування, застосовуються великим числом виробників легкових автомобілів, причому не тільки в незалежних підвісках, але і в залежних, і в підвісках зі зв'язаними важелями, рис.1.6.

Такий силовий вузол, що раніше називався іноді стійкою, включає в себе всі деталі, які здійснюють підресорювання [2, 5]:

- пружина;
- буфер відбою;
- додатковий пружний елемент 4 (рис.1.5);
- амортизатор.

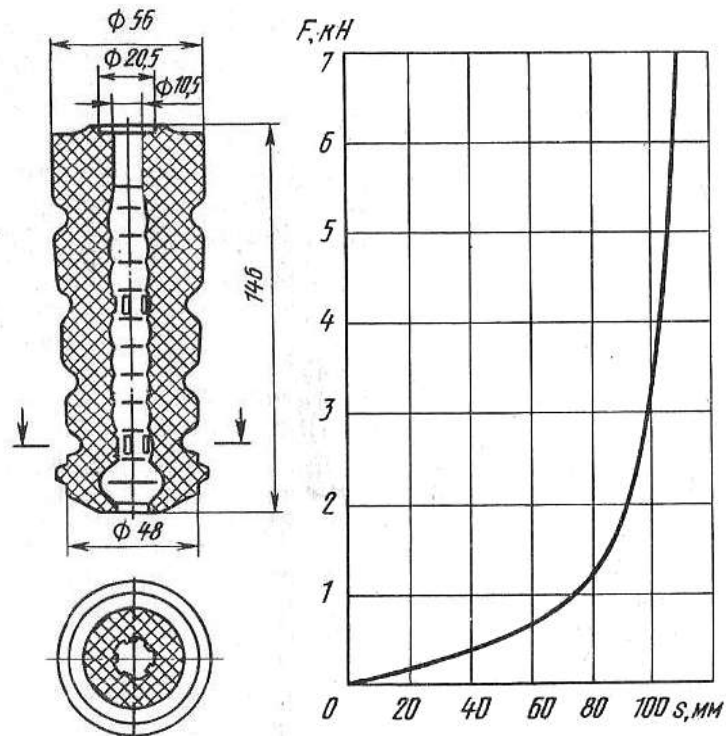


Рисунок 1.5 - Додатковий пружний елемент, що виготовляється фірмою «Еластогран» з пористого еластомеру «Еелласто». Властивості матеріалу дозволяють отримати сильно прогресивну характеристику пружності.

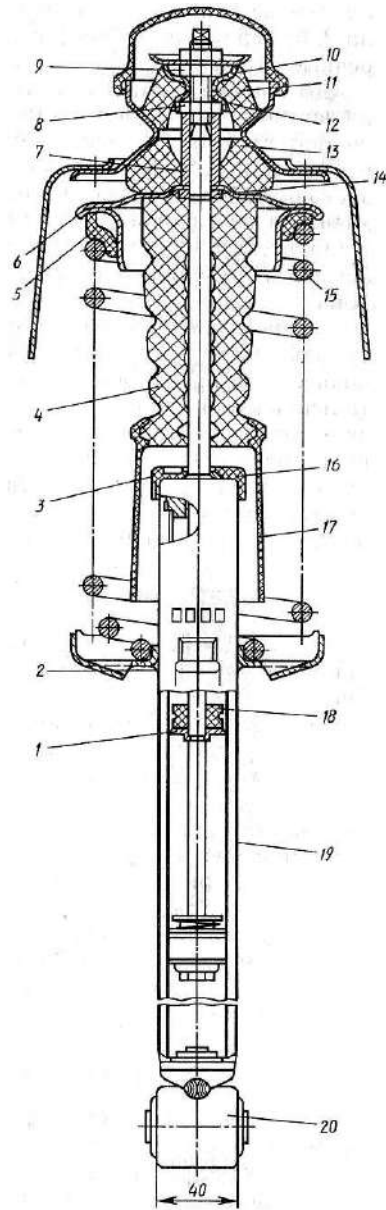


Рисунок 1.6 - Задній амортизатор, що виготовляється фірмою «Боге» для автомобілів «Фольксваген Гольф II» і «Джетта» з пружиною і буфером відбою: 1 - опорна чашка; 2 - виступ; 3 - канавка; 4 - пружний елемент; 5 - еластичне кільце; 6 - верхня чашка; 7 - дистанційна втулка; 8,9 - гайки; 10,12 - обойми; 11,13 - гумові подушки; 14 - нижня шайба; 15 - пружина; 16 - ущільнення; 17 - пластмасовий кожух; 18 - буфер відбою; 19 - зовнішня труба; 20 - шарнір

Пружинна стійка

У направляючої пружинної стійки (рис.1.7) силовий вузол також може сприймати зусилля пружин і стабілізатора. У конструкції підвіски автомобіля «Опель-сенатор» силовим вузлом є резервуар амортизатора 6 (рис.1.7). На потовщеному штоці 3 (що передає поперечні зусилля) вгорі знаходиться додатковий пружний елемент 1, а внизу - буфер відбою 9 (на рисунку не показаний). До резервуару приварені опорна чашка 5 пружини і кронштейн 7, до якого зсередини кріпиться верхній кульовий шарнір стійки 8 стабілізатора на відстані t від осі повороту (лінії, що з'єднує точки E і G). Внаслідок цього плеча (відрізок t) і похилого положення стійки при повороті керма і обертанні резервуара 6 плече 9 стабілізується із зовнішнього (на повороті) боку ще більше піднімається, а з внутрішнього - опускається. Таке економічне рішення допомагає зменшити діаметр стабілізатора. Крім того в точці G потрібно лише простий направляючий шарнір, який повинен сприймати тільки бічні і поздовжні сили [4].

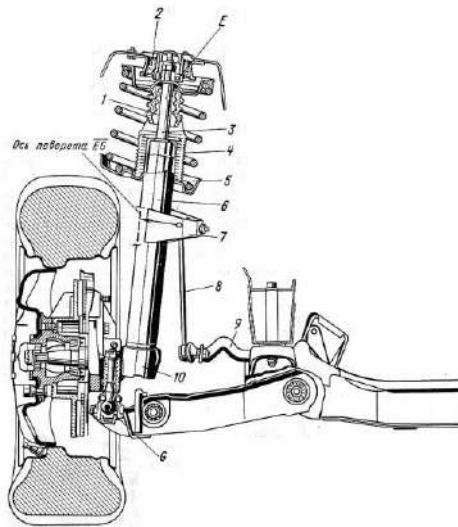


Рисунок 1.7 - Передня підвіска з пружинними стійками і маятникових стабілізатором автомобіля «Опель-сенатор»: 1 - пружний елемент; 2 - масивна гумова деталь; 3 - шток; 4 - захисний чохол; 5 - опорна чашка; 6 - резервуар; 7 - кронштейн; 8 - шарнір стійки; 9 - плече стабілізатора; 10 - опора підшипника колеса

1.3 Поняття «пружна характеристика підвіски»

Для задоволення вимог плавності ходу підвіска повинна забезпечувати визначений закон зміни вертикальної реакції на колесо R_z в залежності від прогину (рис.1.8). Ця залежність називається пружною характеристикою підвіски.

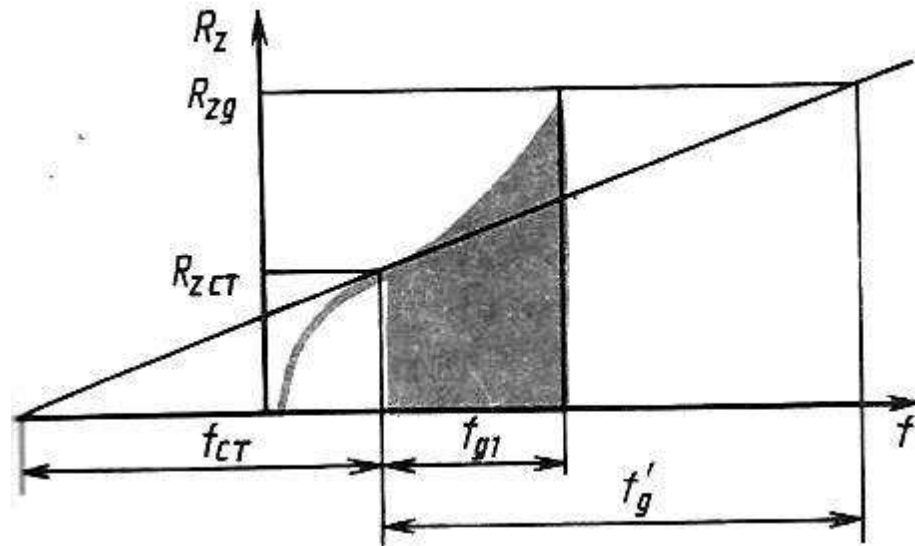


Рисунок 1.8 - Пружна характеристика підвіски

У певному діапазоні зміни навантажень, близькому статичної $R_{z_{ст}}$, характеристики підвіски повинні забезпечувати оптимальну частоту коливань: для легкових автомобілів 0,8-1,2 Гц; для вантажних автомобілів 1,2-1,9 Гц.

При русі по нерівних дорогах зі збільшенням амплітуди коливань підвіски відносно статичного положення для запобігання ударів в обмежувач жорсткість підвіски повинна збільшуватися [1, 2, 5].

Площа під кривою пружною характеристикою визначає динамічну енергоємність підвіски, яка еквівалентна роботі, необхідної для повної деформації пружного елемента. Для збільшення динамічної енергоємності пружна характеристика підвіски повинна бути прогресивною, тобто забезпечувати прогресивне зростання реакції $R_{z_{д}}$ при меншому прогині.

Для збереження оптимальної частоти власних коливань кузова при змінному навантаженні необхідно підтримувати сталість статичного прогину підвіски, тобто жорсткість підвіски повинна змінюватися пропорційно припадаючого на неї навантаження. Існують наступні способи забезпечення сталості статичного прогину:

- регулювання тиску повітря в пневматичній підвісці;
- застосування додаткових пружних елементів, що включаються в роботу при збільшенні навантаження.

1.4. Переваги та недоліки різних типів підвісок

Ходова частина легкового автомобіля повинна з запасом задовольняти умовам руху, які можуть бути створені двигуном. В умовах все зростаючих прискорень, швидкостей руху і вповільнень ходова частина повинна надійно забезпечувати безпеку руху [4, 5]. Ці вимоги легше виконати, застосовуючи *незалежні підвіски*, які мають наступні основні *переваги*:

- компактність;
- можливість кінематичного або еластокінематического зміни сходження коліс в напрямку недостатньою обертальності;
- невелика маса;
- відсутність взаємовпливу коліс.

Дві останніх переваги важливі для гарного зчеплення з дорогою, особливо на поворотах з хвилястим дорожнім покриттям.

Поперечні і поздовжні важелі забезпечують бажані кінематичні характеристики коліс при ходах стиснення і відбою та здійснюють передачу сил на кузов. Бічні сили створюють додатковий момент, що підсилює поперечний крен кузова на повороті. Опори важелів деформуються під навантаженням і впливають на характеристики пружності: або збільшують жорсткість за рахунок скручування гумових елементів, або тертя за рахунок ковзання деталей.

Колеса нахиляються разом з кузовом, зовнішнє (при повороті) колесо, яке має сприймати більшу частину бічної сили, нахиляється в сторону позитивного розвалу, а внутрішнє - в бік негативного, рис.1.9.

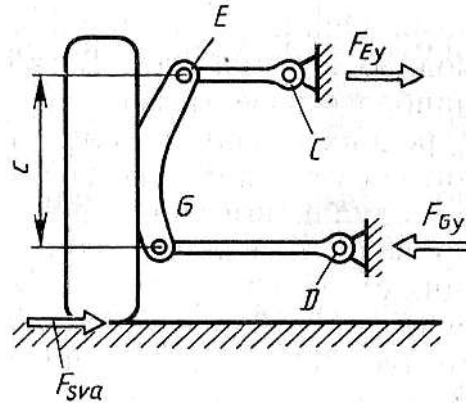


Рисунок 1.9 - Дія бічної сили при незалежній передній підвісці на повороті

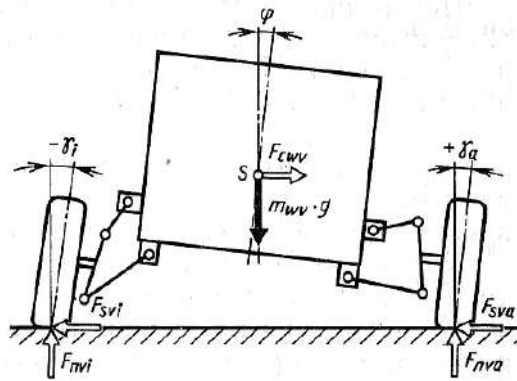


Рисунок 1.10 - Крен кузова при незалежній підвісці

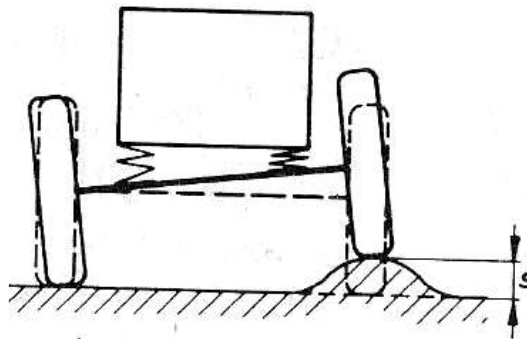


Рисунок 1.11 - Взаємний вплив обох коліс при залежній підвісці

В результаті можливість передачі шинами бічних сил зменшується. Щоб цього не відбувалося, кінематична зміна розвалу повинна протидіяти вказаному недоліку. Крім того, поперечний крен кузова на повороті повинен бути меншим. Цього можна досягти за допомогою більш жорсткої підвіски, додаткових стабілізаторів або високо розташованих центрів крену.

Залежні підвіски також мають цілий ряд недоліків, істотних для легкових автомобілів, але допустимих для середніх і важких вантажних автомобілів:

- велика маса балки при розташуванні в ній головною передачею;
- схильність до зсуву на дорозі з поперечними хвилями;
- взаємозалежне положення коліс;
- власний поворот осі при прямолінійній русі по дорозі з вибоїнами;
- необхідність вільного простору над віссю, відповідного ходу стискання підвіски;
- перерозподіл колісних навантажень під дією тягового моменту, особливо при встановленні здвоєних шин.

1.5. Можливі несправності підвіски автомобіля

Працездатний стан систем підвіски, ходової частини та рульового керування тісно взаємопов'язані. Несправності однієї системи впливають на експлуатаційні властивості інших систем [2].

Недостатня плавність ходу при несправній роботі амортизаторів, що супроводжується частими «пробоями» та розгойдуванням автомобіля, знижує комфортність, збільшує динамічні навантаження на елементи автомобіля та скорочує термін їхньої служби, сприяє нерівномірному зносу протекторів шин і т. д.

Основні несправності підвісок [6]:

- ослаблення затягування болтів, що кріплять штангу стабілізатора поперечної стійкості на лонжеронах кузова або на нижніх важелях підвіски;

- знос гумометалевих шарнірів (сайлентблоків) важелів підвіски;
- ослаблення кріплення амортизаторів або зношування гумових втулок провушин амортизаторів;
- знос деталей кульових опор підвіски;
- деформація кронштейна буфера ходу стиснення та стійки передньої частини кузова;
- деформація полиці підсилювача верхнього важеля підвіски;
- повне зношування гумових втулок верхніх або нижніх важелів;
- деформація осі нижнього важеля;
- деформація поперечки підвіски в зоні передніх болтів кріплення осей нижніх важелів;
- деформація поворотного кулака або важелів підвіски;
- неоднакова пружність пружинних віброізоляторів підвіски;
- збільшений динамічний хід важелів підвіски внаслідок деформації кронштейна буфера стиснення;
- Осідання пружин підвіски;
- не працює стабілізатор поперечної стійкості;
- збільшений зазор верхньої кульової опори;
- підвищений знос тертьових деталей кульової опори внаслідок її забруднення через негерметичність або пошкодження пильовика;
- бічний крен ненавантаженого автомобіля;
- осідання або поломка пружини (ресори), пружинного віброізолятора;
- осідання гумової втулки сайлентблока або деформація нижнього важеля;
- просідання передньої частини автомобіля;
- поламані листи торсіонів або пружини передньої підвіски.

Ознаки несправності підвісок:

- високий рівень шуму та стукіт при русі;
- підтікання рідини з амортизатора або його стійки;

- підвищене розгойдування кузова автомобіля під час руху нерівною дорогою;
- крен кузова та зсув автомобіля з прямолінійного руху.

Можливі несправності підвіски та їх взаємозв'язок із технічним станом ходової частини представлені в таблицях 1.1, 1.2, 1.3 [3, 6].

Таблиця 1.1 - Можливі несправності передньої підвіски, передніх коліс та їх причини

Ознаки технічного стану	Причини несправності
1	2
Зсув автомобіля від прямолінійного руху на горизонтальній дорозі	<ol style="list-style-type: none"> 1. Неоднаковий тиск у шинах. 2. Порушення кутів поздовжнього нахилу осі повороту. 3. Порушення кутів розвалу передніх коліс. 4. Руйнування та осідання однієї з опор телескопічної стійки. 5. Неоднакове осідання пружин передньої підвіски. 6. Значна різниця у зносі шин. 7. Неоднакова жорсткість борту шини. 8. Підвищений дисбаланс передніх коліс.
Підвищений або нерівномірний знос протектора шини	<ol style="list-style-type: none"> 1. Порушені сходження та кути установки передніх або задніх коліс. 2. Підвищена швидкість під час повороту. 3. Занадто різкий розгін автомобіля із пробуксовкою ведучих коліс. 4. Часте користування гальмівними механізмами із блокуванням коліс. 5. Перевантаження автомобіля. 6. Підвищений дисбаланс коліс. 7. Підвищений знос кульових шарнірів та різі неметалічних шарнірів підвіски та рульового приводу. 8. Погнуті лонжерони або кронштейни кріплення стабілізатора та важелів підвіски.

Продовження табл. 1.1

1	2
Шум і стукіт при русі	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ослабло кріплення скоб або шарнірів штанги стабілізатора, поворотного кулака передньої підвіски, важеля кермової трапеції, сайленблоків важелів підвіски, опори стійки. 2. Зношування гумового елемента опори телескопічної стійки або деформація фланців її арматури. 3. Зношування підшипників передніх коліс або ослаблення кріплення гайки маточини. 4. Знос кульових шарнірів передньої підвіски та кермового механізму. 5. Осідання або поломка пружини передньої підвіски. 6. Руйнування буферів стиснення чи відбою. 7. Збільшений дисбаланс передніх коліс.

Таблиця 1.2 - Можливі несправності задньої підвіски та їх причини

Ознаки технічного стану	Причини несправності
Зсув автомобіля від прямолінійного руху	<ol style="list-style-type: none"> 1. Осідання або поломка однієї з пружин підвіски. 2. Вигин важелів або поперечної штанги. 3. Зношування сайлентблоків важелів або сайлентблоків поперечної штанги.
Стуки та шум у підвісці при русі автомобіля	<ol style="list-style-type: none"> 1. Несправні амортизатори. 2. Ослабло кріплення амортизаторів або зносилися втулки провушин амортизаторів та гумові подушки. 3. Зношування сайлентблоків важелів або сайлентблоків поперечної штанги. 4. Осідання або поломка пружини амортизатора. 5. Стукіт від «пробою» підвіски внаслідок руйнування буфера ходу стиснення або несправності амортизаторів. 6. Вихід із ладу підшипника маточини.

Таблиця 1.3 - Можливі несправності стійок амортизаторів та їх причини

Ознаки технічного стану	Причини несправності
Стійка амортизатора негерметична, протікання рідини	<ol style="list-style-type: none"> 1. Послаблене затягування гайки резервуара віброізолятора. 2. Пошкоджено або зношене гумову манжету (сальник) штока або гумове кільце резервуара. 3. Пошкоджено або зношене робочу поверхню штока. 4. Негерметичні зварні шви резервуару.
Шток стійки амортизатора має (без зусилля) переміщення на початку ходу стиснення або відбою (розтягування), що не усувається прокачуванням	<ol style="list-style-type: none"> 1. Зменшено кількість рідини у стійці гідравлічного амортизатора. 2. Порушено працездатність впускного або перепускного клапана.
Стійка амортизатора не розвиває достатнього опору при ході стиснення	<ol style="list-style-type: none"> 1. Негерметичність клапана стиснення через засмічення. 2. Зношування робочої поверхні. 3. Зношування, деформація або руйнування (пошкодження) деталей клапана стиснення або впускного клапана.
Стійка амортизатора не розвиває достатнього опору при ході відбою	<ol style="list-style-type: none"> 1. Негерметичний клапан відбою через засмічення або пошкодження його деталей. 2. Зменшилося зусилля пружини клапана відбою («осіла»). 3. Порушено працездатність перепускного клапана. 4. Зношування деталей, що призводить до збільшеного перетікання рідини по зазорах або глибоких ризиків зношеного поршня та його кільця, циліндра, штока та напрямної.
Стійка амортизатора розвиває надмірний опір наприкінці ходу стиснення.	Надмірна кількість рідини у стійці гідравлічного амортизатора
У стійці амортизатора при різкому переміщенні штока спостерігаються стуки	<ol style="list-style-type: none"> 1. Послаблене затягування гайки резервуара або кріплення поршня. 2. Недостатня кількість рідини у стійці гідравлічного амортизатора.
У стійці амортизатора спостерігаються заїдання при переміщенні штока	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вигин штока. 2. Пошкодження робочого циліндра стійки.

1.6 Пристрій та принцип роботи підвіски

Підвіска автомобіля УАЗ 3909 складається з чотирьох поздовжніх напівеліптичних ресор, що працюють спільно з гідравлічними телескопічними амортизаторами двосторонньої дії [6, 7].

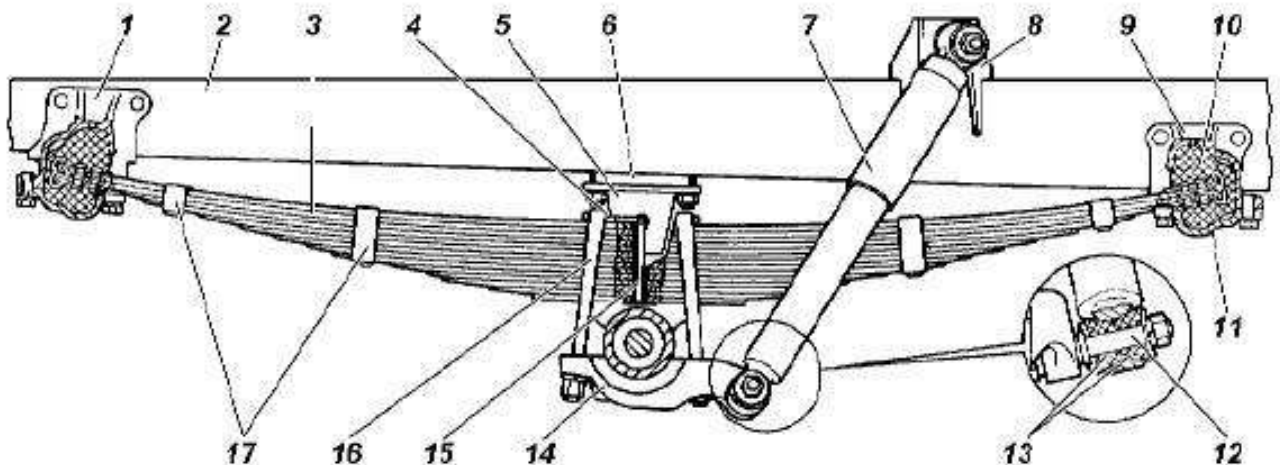


Рисунок 1.12 - Передня підвіска автомобіля УАЗ 3909: 1 - передній кронштейн ресори; 2 – рама; 3 - ресора; 4 – накладка; 5 - буфер; 6 - підкладка буфера; 7 - амортизатор; 8 - кронштейн амортизатора; 9 - задній кронштейн ресори; 10 - гумова подушка; 11 - кришка кронштейна; 12 - палець амортизатора; 13 – гумові втулки; 14 – підкладка; 15 – стяжний болт; 16 - драбина; 17 – хомути

Задня підвіска автомобіля складається з: ресори, буфера та амортизатора.

Головною частиною пружного пристрою підвіски є пружні елементи - ресора та підресорник. Параметри пружного елемента оцінюють його пружною характеристикою.

Пристрій, що гасить коливання в підвісці і називається амортизатором, спільно з тертям в підвісці створює сили опору коливанням автомобіля і переводить механічну енергію коливань в теплову.

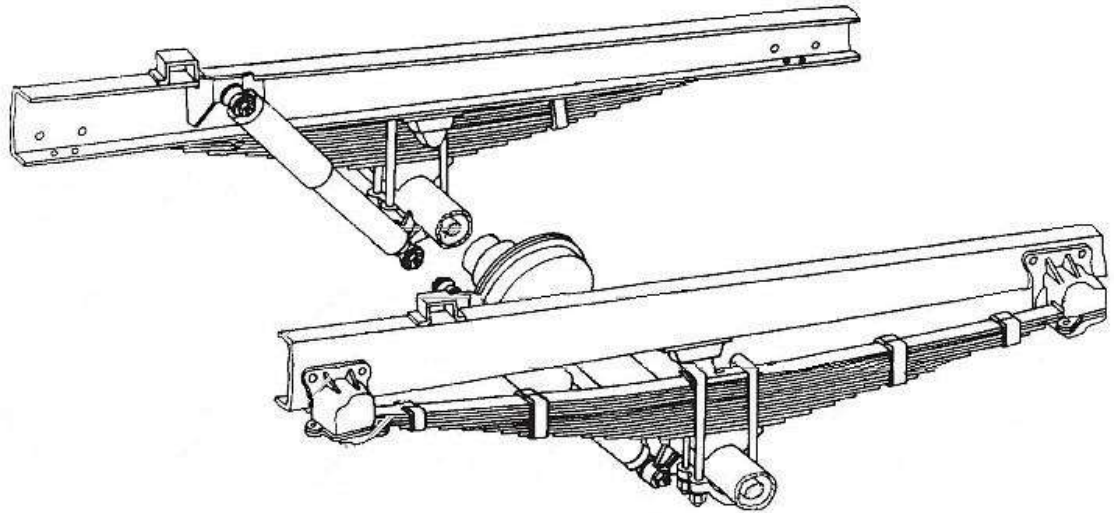


Рисунок 1.13 - Задня підвіска автомобіля УАЗ 3909

На автомобілі використовуються гідравлічні амортизатори двосторонньої дії телескопічного типу. Телескопічні амортизатори легші за важільні, мають більш розвинену поверхню охолодження, працюють при менших тисках (2,5 - 5,0 МПа), технологічніше у виробництві. В силу зазначених переваг вони набули широкого поширення на вітчизняних та зарубіжних автомобілях. Основні параметри та розміри телескопічних амортизаторів стандартизовані (ГОСТ 11728 - 76).

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика підвіски УАЗ 3909

Тип задньої підвіски	Залежна
Ресора	Поздовжня напівеліптична; складається із 13 листів; довжина 1200 мм; ширина 45 мм; товщина 65 мм; профіль листів трапецієподібний з параболічним кромками.
Амортизатор	Гідравлічний двосторонньої дії телескопічного типу.

1.7 Параметри автомобіля

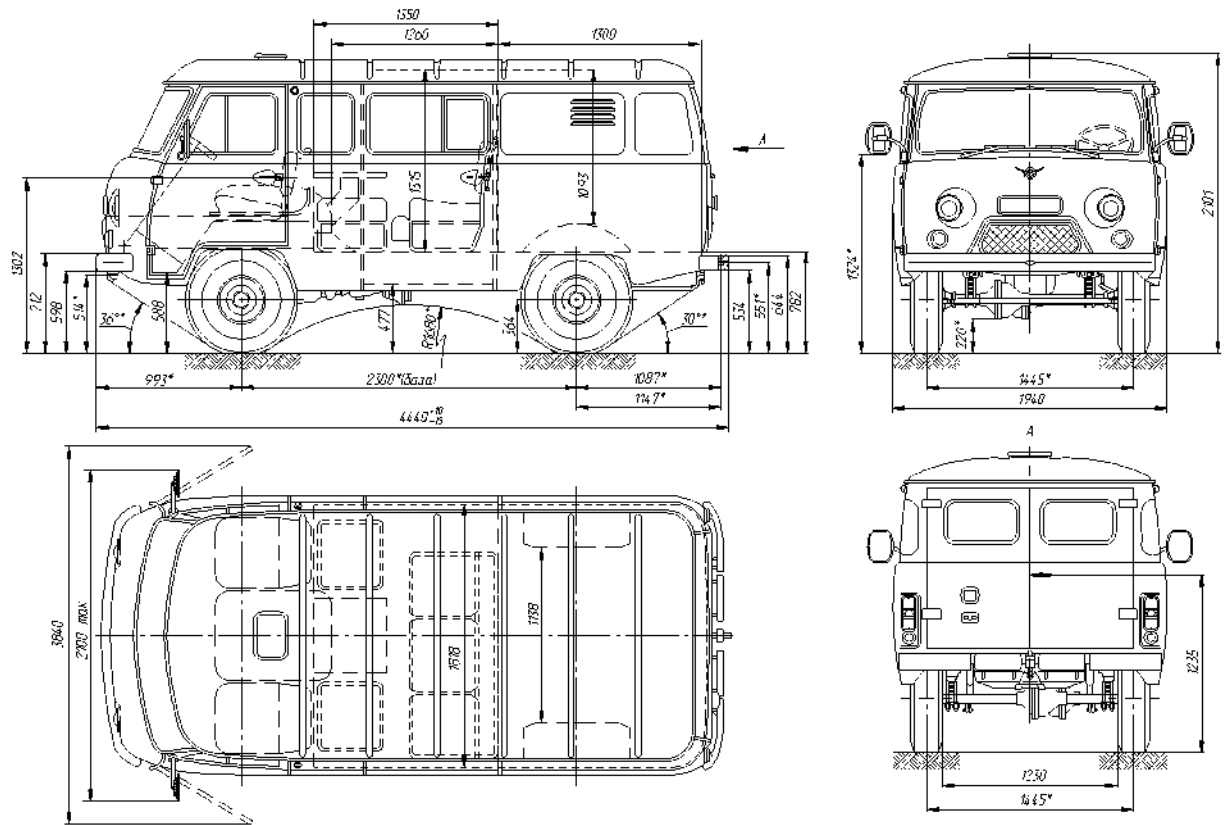


Рисунок 1.14 - Габаритні розміри автомобіля УАЗ 3909

Таблиця 1.5 – Параметри автомобіля УАЗ 3909 [7]

Параметр	Значення параметра
1	2
Кузов	
Тип	Суцільнометалевий фургон
Місць	8
Довжина, мм	4440
Ширина, мм	2100
Висота, мм	2101

Продовження таблиці 1.5

1	2
Колісна база, мм	2550
Колія передня, мм	1445
Дорожній просвіт, мм	220
Двигун	
Модель	ЗМЗ 4104.10
Тип двигуна	Бензиновий
Об'єм	2890 см ³
Потужність	98 л.с.
Крутний момент	186,2 Нм
Максимальні оберти, об/хв	5000
Розташування циліндрів	рядне
Експлуатаційні характеристики	
Максимальна швидкість, км/год	110
Витрата бензину у змішаному циклі, л/100 км	15,5
Об'єм бака, л	112
Споряджена маса, кг	1820
Максимально допустима маса, кг	2820
Вантажопід'ємність, кг	1000
Розмір шин	215/90R15С, 225/75R16, 225/R16С
Привод	На всі колеса
Кількість передач	4

2 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Направляючі елементи підвіски

Направляючі елементи підвіски забезпечують рух колеса строго заданої траєкторії, тобто. переміщення на стиск та відбій, а також поворот колеса. На зорі автомобілебудування використовувалися виключно залежна підвіска всіх осей автомобіля, колеса з'єднувалися між собою балкою мосту, а функції направляючих елементів виконували ресори. Пізніше з поширенням пружин роль направляючих елементів стали виконувати штанги. Штанга є стрижнем або трубою з розташованими на її кінцях шарнірами [8, 9]. Це дуже просте та недороге технологічне рішення. Штанги також можна зустріти у конструкціях незалежних підвісок. Таким прикладом може бути задня підвіска автомобіля Renault Kartur (рис. 2.1).

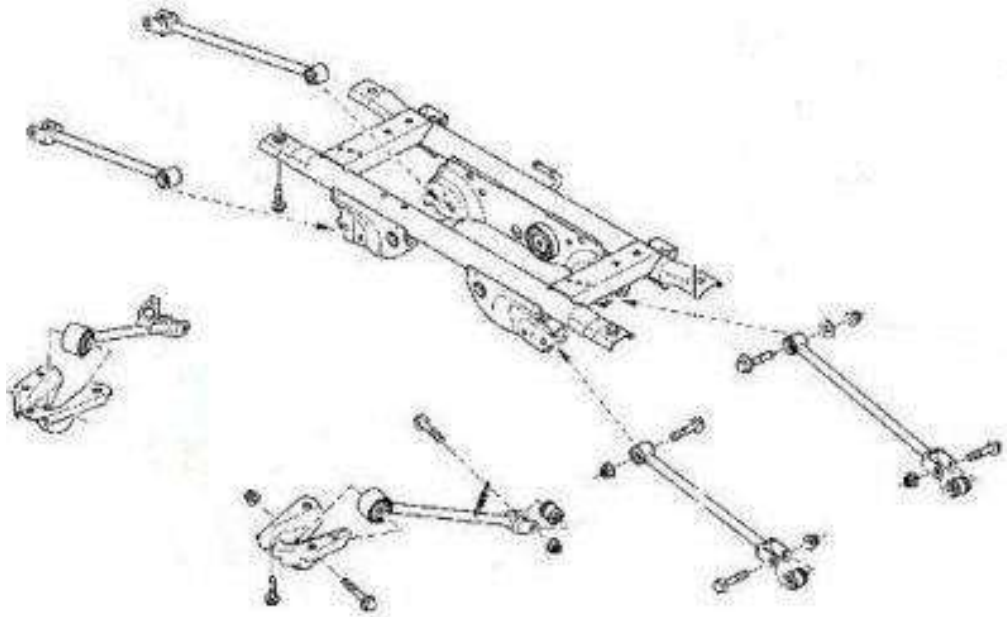


Рисунок 2.1 - Задня підвіска автомобіля Renault Kartur

Важелі підвіски представлені широким різноманіттям конструкцій та варіантів виконання. У сучасному автомобілебудуванні найбільш поширені зараз

зварні конструкції зі штампованого листового металу. Вони мають невелику масу і вартість, однак, значення сприйманих ними максимальних навантажень невисоке. У тих випадках, коли штамповані важелі не здатні витримати навантаження, що виникають в експлуатації, а застосування залежної підвіски неможливе через погіршення їздових властивостей автомобіля застосовують важелі, отримані куванням [5, 8]. Виготовлення таких важелів складніше, отже, і вартість помітно вища. В основному їх можна зустріти на позашляховиках та комерційному транспорті, рідше у підвісці легкових автомобілів. Таким прикладом використання кованиго важеля для легкового автомобіля є нижній важіль передньої підвіски ВАЗ 2108 (рис. 2.2). Перспективними на сьогоднішній момент є конструкції важелів, виконані з алюмінію. Їх можна зустріти на більшості автомобілів бізнес класу та преміум сегмента. Висока вартість таких важелів компенсується їхньою невеликою масою, що позитивно впливає на їздові характеристики автомобіля.



Рисунок 2.2 - Важіль передньої підвіски автомобіля ВАЗ 2108

Також до направляючих елементів підвіски відносять кулаки. Вони використовуються у незалежних підвісках. Серед конструктивних відмінностей кулаків крім форми (вона визначається з компоновочних міркувань), виділяють

спосіб кріплення кульових опор (за допомогою клеми або конусної посадки) і використовується для виготовлення матеріал (сталь, чавун або алюміній).

2.2 Пружні елементи підвіски

Пружні елементи підвіски служать для сприйняття нерівностей дорожнього полотна під час руху автомобіля. Згадана вище листова ресора є не тільки напрямним елементом підвіски, але ще й пружним. У класичному поданні ресора є набором пластин різної довжини виготовлених із пружинної сталі та скріплених між собою. Ресора кріпиться до рами або кузова так що один її кінець може обертатися, а інший обертатися і переміщатися, за рахунок цього компенсується зміна її довжини в горизонтальній проекції при ходах підвіски. Форма ресори може бути різною. Найбільш поширеною формою є напівеліптична. З метою зниження маси підвіски можуть застосовуватися листові ресори, які іноді можуть виготовлятися з армованого пластику. В цілому конструкція ресор досить проста у виготовленні та обслуговуванні. Однак ресори мають більшу масу і вимагають значне компонування в порівнянні з пружинами. Крім цього, ресори не забезпечують необхідної плавності ходу, яка потрібна сучасними автомобілями. В даний час ресори застосовуються в основному в комерційному та вантажному транспорті, а також іноді у підвісках важких позашляховиків [9, 10].

Без перебільшення можна сказати, що гвинтові пружини - найпопулярніший пружний елемент підвісок сучасних автомобілів. Маючи малі габарити і масу, а також невисоку вартість, пружина забезпечує гарну пружну характеристику. Тому всі сучасні легкові автомобілі від бюджетних до досить дорогих мають у складі підвісок пружини. Основні конструктивні відмінності пружин визначаються їхньою формою (циліндричні, конічні, бочкоподібні), кроком витка (змінним або постійним), а також перетином прутка (також змінним або постійним). У деяких спортивних автомобілях можуть застосовуватися послідовно дві різні пружини,

встановлені через спеціальний перехідний елемент для забезпечення прогресивної пружної характеристики. Єдиним недоліком пружин перед ресорами можна назвати лише необхідність наявності направляючого апарата в підвісці, тоді як ресора може сама виконувати ці функції. Тому ресорні підвіски загалом дешевші. Однак, кінематика та їздові характеристики пружинної підвіски значно перевищують ресорну і тому не залишають доцільності застосування останньої в сучасних автомобілях.

До пружних елементів підвіски відносять також буфери відбою та стиску. Ці елементи, виготовлені з гуми або поліуретану, зазвичай встановлюються на штоку амортизатора, рідше за його межами. Буфери призначені покращувати пружну характеристику підвіски, роблячи її нелінійною, а також унеможливити або мінімізувати пробої.

Для легкових автомобілів, де пріоритетним завданням є забезпечення найкращих їздових характеристик, використовують пневматичні та гідропневматичні пружні елементи підвіски. Такі елементи є частиною активних підвісок. Вони досить складні у виготовленні та дорогі, тому поширення такі елементи набули в автомобілях преміум сегмента (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 - Пневматичний елемент підвіски BMW X5

2.3 Демпфуючі елементи підвіски

Демпфуючі елементи підвіски призначені гасити коливання підвіски автомобіля під час руху. Перші демпфери, використані на автомобілі, були механічного типу та працювали за рахунок тертя фрикційних дисків. Така конструкція не мала високої надійності і була достатньо складною в налаштуванні. У сучасних автомобілях гідравлічні амортизатори витіснили фрикційні демпфери.

У гідравлічному амортизаторі поршень, рухаючись у резервуарі, пропускає через спеціальні отвори робочу рідину. Підбираючи в'язкість рідини і розмір отворів можна змінювати характеристику, що демпфує. Гідравлічні амортизатори бувають однотрубними (рис. 2.4) та двотрубними [9]. У двотрубному амортизаторі циліндр більшого діаметра встановлений концентрично циліндру, в якому розташовується поршень. Об'єм між двома циліндрами використовується для компенсації температурного розширення робочої рідини. В процесі тривалої роботи рідина може змішуватися з повітрям та спінюватися, що призводить до зниження ефективності амортизатора. Для зменшення спінювання робочої рідини у сучасних конструкціях амортизатор замість повітря всередину закачується інертний газ під високим тиском (так званий газовий підпір). В однотрубному амортизаторі робоча рідина та газ розділені спеціальним плаваючим поршнем та окремою камерою для компенсації розширення рідини. Підвищені вимоги до точності виготовлення роблять вартість однотрубного амортизатора значно вищою ніж двотрубний. Перевагами однотрубної конструкції є менша маса, краще охолодження, можливість кріплення циліндра на кузові (у перевернутому вигляді) з метою зниження невіднесених мас. Істотним недоліком є висока чутливість до пошкоджень. Найменша деформація корпусу амортизатора робить його непридатним для використання. Однотрубні амортизатори використовуються переважно в конструкціях підвісок спортивних автомобілів. Двотрубні амортизатори мають меншу ціну і не настільки чутливі до пошкоджень (несуттєві

деформації корпусу не впливають на працездатність). Однак, маса такої конструкції більша та ефективність в цілому нижча.



Рисунок 2.4 - Однотрубний амортизатор

Різновидом гідравлічних амортизаторів є активні амортизатори. У таких конструкціях демпфуюча характеристика може керуватися за рахунок зміни в'язкості робочої рідини. Такі амортизатори досить складні у виготовленні і мають високу вартість, тому вони застосовуються в автомобілях дорожчих сегментів.

2.4 Конструктивні схеми задньої підвіски

У сучасному автомобілебудуванні є кілька популярних схем задніх підвісок. Вибір тієї чи іншої конструкції залежить переважно від цінового сегмента, до якого належить автомобіль. Також на вибір конструкції підвіски може вплинути технічна база конкретного заводу-виробника, а також загальний рівень розвитку галузі в регіоні.

Для бюджетних автомобілів в даний час найбільшого поширення набула напівзалежна схема з двома поздовжніми важелями. Конструктивно така підвіска є

двома поздовжніми важелями передніми кінцями, прикріпленими до кузова і з'єднаними між собою торсіоном. Важелі зазвичай виготовляють формуванням з труб, рідше вони можуть бути отримані куванням. Пружини встановлюються на спеціальні майданчики, маточини коліс та амортизатори кріпляться до приварних листоштампованих кронштейнів. З'єднувач являє собою досить довгу штамповану деталь із відкритим профілем. Усередині з'єднувача розташовується стабілізатор поперечної стійкості, що являє собою сталевий пруток або трубу. Одним із найсерйозніших недоліків даної підвіски є складність організації повного приводу. Однак, деяким виробникам все вже вдається застосувати схему з приводом на всі колеса шляхом використання з'єднувача дугоподібної форми, наприклад Opel Мокка (рис. 2.5) і Suzuki SX4 [10].



Рисунок 2.5 - Задня підвіска автомобіля Opel Мокка 4x4

Для автомобілів середнього цінового діапазону іноді застосовують підвіску МакФерсон або як її іноді прийнято називати на задній осі підвіска Чепмена. У такій

конструкції кулак з розташованою на ньому маточиною у верхній частині з'єднується з амортизаційною стійкою, а в нижній частині кріпиться до важеля або штанг, що замінює його. Амортизаційна стійка кріпиться до кузова, а важіль або штанги до підрамника. Стійка є амортизатором з встановленими на ньому пружиною, підшипником, буфером стиснення і гумово-металевою верхньою опорою. Таку схему можна зустріти у задній осі автомобіля Chevrolet Lacetti.

Для дорожчих автомобілів використовується багатоважільна підвіска. Варіантів такої схеми чимало. Однак, загалом таку підвіску можна описати як сукупність важелів або штанг, розташованих поперечно, поздовжньо або під будь-яким проміжним кутом до осі автомобіля та визначають переміщення кулака з маточиною. Пружина та амортизатор можуть бути закріплені на важелі або у вигляді стійки з'єднані з кулаком. Кулак і важіль у такій схемі підвіски можуть бути виконані заодно у вигляді однієї кованої деталі.

Залежні задні підвіски використовуються переважно на позашляховиках. У такій підвісці міст з'єднується з кузовом за допомогою штанг. Зазвичай у поздовжньому напрямку використовується дві нижні довгі і дві більш короткі верхні штанги, а роль поперечного зв'язку виконують тяга Панара, механізм Уатта або конструкція Скотта-Рассела. Рідше можна зустріти варіант підвіски, в якій роль поздовжніх напрямних виконує пара кованих важелів. Така схема використовується у автомобілі Mercedes-Benz G класу.

Різновидом залежної підвіски є підвіска Де Діон, названа на честь графа Альбера Де Діона, представника французької аристократії 19 століття. Досі немає точної інформації, чи сам граф спроектував цю підвіску або тільки здійснював фінансування її розробки. Підвіска Де Діон передбачає застосування її у провідній осі автомобіля. У даній конструкції колеса з'єднані між собою твердою балкою, а редуктор закріплений незалежно від підвіски на кузові. Таким чином дана схема поєднує в собі переваги залежної та незалежної підвісок. З одного боку значення безпружинних мас можна порівняти з такими значеннями в незалежній підвісці, з

іншого боку відсутня зміна кутів установки коліс при ходах як у залежній підвісці. Підвіска Де Діон використовується переважно у спортивних автомобілях, наприклад у знаменитій Ferrari Testarossa.

2.5 Інноваційні підходи, технології що використовуються в конструкції підвісок автомобіля

Розглядаючи інновації різних систем та вузлів автомобіля звикли приділяти увагу великим категоріям при цьому часто упускають з розгляду окремі деталі та компоненти. Розглянемо більш детально такі деталі та компоненти

2.5.1 Шарові опори

Одним із найстаріших вузлів підвіски автомобіля є шарові з'єднання, подібних вузлів в підвісці багато (рис. 2.6). Вони використовуються і в шарових опорах, які багато в чому відповідають за плавність ходу автомобіля, як і ціла низка окремих компонентів таких як важелі тяги і т.п. Тенденції мінімізації не обійшли стороною шарові з'єднання, зробивши їх меншими та легшими. При тому, що вимоги щодо навантажень, стійкості до виривання, ресурсомісткості в ряді випадків навпаки зросли [11].

Менший розмір шару, а відповідно і менший розмір шарової опори, тобто менший посадковий розмір у важелі і, як наслідок, зменшення ваги всього вузла цілком очікувана логічна послідовність. Для її реалізації застосовуються все більш досконалі матеріали та нові композитні технології, які активно впроваджуються у виробництво за рахунок комп'ютерного моделювання.



Рисунок 2.6 – Шарові опри в підвісці автомобіля

І хоча зовнішніх змін таких з'єднань і не видно за винятком хіба що розмірів, усередині них модернізовано дуже багато.

Зараз в таких вузлах застосовуються дуже технологічні синтетичні мастила, нові матеріали такі як пластики та композити для виготовлення шару та вкладишів, а також удосконалені протизносні покриття. Крім того, використовуються часткове або повне оцинкування чи фосфатування поверхонь тертя.

Нещодавно заявила про себе і передова технологія з сідлом шарової опори, виготовленим з матеріалів на основі тефлону. Як відзначають експерти, такі шарніри значно перевершують металеві за параметрами ресурсу, комфорту і надійності, оскільки мають покращений рушійний момент.

Певний еволюційний розвиток пройшли і пильовики як один із найважливіших елементів деталі, що захищає шарове з'єднання від попадання вологи та забруднень. Спочатку випускалися прості безпосадкові пильовики, потім із посадкою на спеціальну манжету, потім буртик, у паз.

Крім того, в сучасних якісних шарових опорах шаровий палець, як правило, виготовляється холодним штампуванням для покращення міцності та зносостійкості.

2.5.2 Алюміній в конструкції підвіски

Інноваційні зміни відбуваються в конструкції важелів підвіски оптимізуються їх геометрія та склад матеріалів, з яких вони виробляються. Мета таких змін - зниження маси, збільшення терміну служби та ресурсу.

Для досягнення цих цілей чудово підходить алюміній. Треба сказати, що останнім часом алюміній з авіаційного, як його називали раніше, металу перетворюється на автомобільний. Сьогодні не просто окремі компоненти, а цілі комплексні вузли та агрегати виготовляються із його сплавів. Дедалі більше моделей автомобілів мають алюмінієві підвіски, а порівняно новий Land Rover Discovery 5 на 85% виготовлений з алюмінію. Сталевими залишилися лише підрамники спереду та ззаду, каркас сидінь та ще кілька елементів.

І немає нічого дивного в такій популярності цього металу. Його використання забезпечує серйозне полегшення деталі, аж до 40-50%, а також оптимальний захист від корозії.

Наприклад, вага алюмінієвого поперечного важеля для BMW і MINI складає 4,2 кг, що на 20% легше за сталевий, при схожій жорсткості. Даний факт не тільки сприятливо впливає на неподресорені маси транспортного засобу, а й спрощує виробничу логістику.

І за міцність таких деталей не варто переживати. Численні випробування наочно підтверджують, що алюмінієві важелі та тяги не поступаються сталевим аналогам.

2.5.3 Використання 3D-принтерів при виготовленні деталей підвіски

Зменшити вагу підвіски автомобіля дозволяють і передові виробничі технології. Наразі активно заговорили про застосування 3D-принтерів при виготовленні деталей підвіски. Поки що це дуже дорога технологія, яку дозволити собі можуть тільки багаті спортивні команди, але саме зі спорту, як відомо, беруть початок дуже багато серійних рішень. 3D-друк у цьому сенсі навряд чи буде винятком, оскільки на його боці чимало переваг, які вже оцінили багато виробників автокомпонентів [11, 12].

Ще в 2018 році на франкфуртській «Автомеханіці» був представлений функціонуючий, здатний нести достатнє навантаження поперечний важіль для автомобілів марки BMW, надрукований на 3D-принтері. У процесі його створення була врахована оптимізація конфігурації, що враховує навантаження, які виникають під час експлуатації автомобіля, як, наприклад, гальмування до повної зупинки і вибоїни на дорозі. Тому більша кількість матеріалу було додано до найбільш навантажених зон, на які діють максимальні зовнішні сили. В результаті вдалося досягти значного скорочення маси виробу, більш ніж на 40%, за рахунок економії матеріалу. При цьому ця економія матеріалу була забезпечена раціональнішим розподілом матеріалу по важелю з одночасним поліпшенням стабільності та витривалості важеля.

На однозначну думку експертів, при традиційних способах лиття або штампування таким же чином гармонійно і збалансовано розподілити матеріал по тілу важеля неможливо в принципі. Тому технології 3D-друку, не лише деталей підвіски, мають в автомобілебудуванні велике майбутнє. У зв'язку з цим основне завдання в даний час полягає в їх здешевленні, яке неодмінно спричинить широке поширення та доступність більш ефективних автокомпонентів.

2.5.4 Використання пластику при виготовленні деталей підвіски

Однак далеко не всі технології, безумовно, підтверджують свої переваги. Гарний приклад цього це те як деякий час тому ринок буквально заповнили пластикові стійки стабілізатора. Їм прогнозували чудові перспективи, і багато фахівців дуже розхвалювали їх властивості.

Але досвід експлуатації виявився сумним пластик швидко руйнувався, не витримуючи навантажень, що виникають при реальній експлуатації автомобіля. Не допомогли ні ребра жорсткості, ні сучасні матеріали, ні інші конструкційні прийоми та хитрощі.

Зараз від таких стійок відповідальні виробники та розробники практично повністю відмовилися, змістивши акцент у бік комбінованих, або, як їх ще називають, інтегрованих стійок, що складаються з металевої трубки і пластикового корпусу шарового вузла.

До речі, на сьогоднішній день це одна із найпередовіших конвеєрних технологій.

2.5.5 Гнучкі важелі підвіски автомобіля

Гнучкі важелі підвіски, здатні виключити необхідність присутності в схемі підвіски автомобіля класичних пружних елементів таких як пружин, торсіонів, ресор, а також стабілізаторів поперечної стійкості та амортизаторів. Перший дослідний зразок підвіски, виготовленої із застосуванням таких важелів, вже був продемонстрований широкому загалу.

Ця абсолютно революційна технологія в автопромисловості дозволила спроектувати та зібрати незалежну підвіску, що приблизно на 40% скорочує масу автомобіля. За словами авторів, її ресурс становить майже 1 мільйон кілометрів і не викликає жодних питань щодо надійності такої підвіски.

Даною підвіскою можна буде комплектувати і легкові, і комерційні автомобілі, до того ж вона забезпечує адаптивність режимів експлуатації в широкому діапазоні: від максимально жорсткої до максимально м'якої.



Рисунок 2.7 – Підвіска автомобіля із гнучкими важелями

Гнучкі поперечні важелі виконані з композитних матеріалів. Вони гарантують не тільки надійну фіксацію коліс, але і гасіння всіх коливань, що виникають у процесі руху, як у поперечному, так і в поздовжньому напрямку. Більше того, вже ведуться роботи над спеціальними п'єзоволокнами для гнучких важелів. Ці п'єзоволокна здатні під дією напруги змінювати свої характеристики, значно покращуючи показники демпфування порівняно з існуючими сьогодні найбільш технологічними підвісками [13].

Однак серійному впровадженню підвіски на гнучких важелях перешкоджає Висока вартість виробництва. У буквальному значенні слова ручного виробництва, оскільки зараз, щоб виготовити таку підвіску, необхідно ретельно вручну укласти волокна особливим чином з неухильним дотриманням регламентованого їх напрямку та товщини.

3 ДІАГНОСТИКА ТА ВИПРОБУВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Діагностичні параметри перевірки підвіски

Основними несправностями в підвісці автомобілів є поломка ресорних листів і пружин незалежних підвісок, знос пальців і втулок ресор, знос гумового буфера - обмежувача ходу моста, ослаблення кріплення хомути ресор і драбин, зношування віброізоляторів, втулок стабілізаторів та інше. Зовнішнім проявом цих несправностей є поява значних шумів і стукотів під час руху автомобіля і збільшення амплітуди коливань кузова та коліс автомобіля [16].

Діагностичні параметри системи підвіски наведено у табл. 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1 – Діагностичні параметри підвіски

Об'єкти діагностування	Параметри та ознаки технічного стану
1	2
Елементи конструкції машини	1. Коливання в контрольованій точці сидіння водія, пасажирів, місць розміщення вантажу під час руху: - амплітуда віброшвидкості переміщень; - частота вібрації; - спектри коливань параметрів. 2. Кут поздовжнього нахилу (кастер) автомобіля. 3. Наявність різко виступаючих деталей, ресор та кузова. 4. Стан кріплення ресор, елементів підвіски.
Напрямний апарат	1. Стан конструкцій – зовнішні несправності 2. Взаємне положення мостів машини. 3. Переміщення елементів підвіски (повний хід, хід відбою та стиснення). 4. Пружна характеристика "навантаження-переміщення".
Дисипативний апарат	1. Час гасіння коливань. 2. Герметичність. 3. Навантажувальна характеристика. 4. Повний хід. 5. Стан кріплення на машині та цілісності конструкцій.

Кінець таблиці 3.1

1	2
<p>Стабілізуючий апарат. Взаємозв'язок з ходовою частиною та рульовим керуванням (їхня несправність)</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Послаблення ресор. 2. Деформація листів ресор. 3. Крен кузова при наїзді на одиночну нерівність або під час руху траєкторією з мінімальним радіусом повороту. 4. Переміщення одного з кінців стабілізатора. 5. Створювана стабілізатором сила при максимальному стисканні підвіски. 6. Кути установки коліс під час стиснення та відбою. 7. Кут розвалу по відношенню до центру повороту коліс.
<p>Гідропневматична система амортизатора підвіски</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Робочий тиск рідини (газу) у системі. 2. Герметичність чи падіння тиску в гідропневмосистемі. 3. Продуктивність гідравлічних насосів (компресорів). 4. Рівень рідини у системі, тиск стиснутого повітря у ресивері. 5. Температура агрегатів системи. 6. Зарядженість гідропневмоакумуляторів системи. 7. Стан (справність) електричних та електронних систем керування гідропневмопідвіскою. 8. Негерметичність (витікання) системи. 9. Перевірка алгоритму керування.

При контролі технічного стану автомобілів необхідно приділяти особливу увагу справності віброізоляторів та амортизаторів. Амортизатори впливають на стійкість та безпеку руху, тягові якості, збереження механізмів трансмісії та деталей ходової частини автомобіля.

При втраті жорсткості (пружності) пружин віброізолятора передня частина автомобіля опускається, важелі підвіски змінюють свої положення, що викликає зміну кута розвалу, поперечного та поздовжнього кутів нахилу шворня.

Стійкість автомобіля та безпека руху дуже залежать і від інтенсивності коливання коліс. При збільшенні частоти коливань та частих відривах коліс від дороги виникає небезпека занесення автомобіля. Рух автомобіля з великою швидкістю дорогою зі значною кількістю нерівностей супроводжується частим відривом коліс від дороги. Вертикальні навантаження на колеса зростають у 3-4 рази. В цьому випадку досить незначного повороту рульового колеса для виникнення бічних сил, які можуть спричинити аварію автомобіля. Можливі також і несподівані розриви шин.

Загалом, технічний стан підвіски можна оцінити за величиною згасання коливань. Згасання вільних коливань автомобіля виникає, в основному, внаслідок тертя в амортизаторах, ресорах, шинах та шарнірах важелів підвіски. Тертя в ресорах та шарнірах є постійним і майже не залежить від швидкості відносних переміщень кузова та коліс автомобіля. Тертя в гідравлічних амортизаторах пропорційне швидкості відносних переміщень кузова та коліс. Згасання коливань у шинах також можна вважати пропорційним швидкості коливань. У шинах легкових автомобілів втрати на внутрішнє тертя малі і ними можна знехтувати. У шинах вантажних автомобілів втрати на тертя можуть досягати значної величини і особливо при зниженні тиску повітря в шинах [16, 17].

Таблиця 3.2 - Взаємозв'язок прояву несправностей підвіски, рульового керування та ходової частини автомобілів

Ознаки несправностей	Можливі причини
Розгойдування автомобіля під час здійснення поворотів та при гальмуванні	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ослабло кріплення стабілізатора поперечної стійкості. 2. Несправні амортизатори. 3. Зламани або «просіли» гвинтові пружини/ресори підвіски. 4. Зношені компоненти рульового приводу або підвіски, або їх кульові опори та/або гумометалеві втулки. 5. Автомобіль перевантажений.
Сторонні шуми, що виходять із передньої частини автомобіля	<ol style="list-style-type: none"> 1. Неправильно накачані шини. 2. Відбулася втрата мастила шарових опор або компонентів рульового приводу. 3. Ослабло кріплення рульового механізму, компонентів рульового приводу та підвіски. 4. Зношені опори амортизаторів. 5. Пошкоджено амортизатор. 6. Пошкоджено ресори. 7. Ослабли гайки кріплення коліс. 8. Зношені або пошкоджені шліци задніх півосей. 9. Надмірний осьовий люфт заднього моста.
Під час гальмування знижується керованість автомобіля	<ol style="list-style-type: none"> 1. Зношені ступичні підшипники передніх коліс. 2. Зламани або «просіли» гвинтові пружини/ресори підвіски. 3. Деформація гальмівних дисків/барабанів.
Автомобіль надмірно просів	<ol style="list-style-type: none"> 1. Перевантаження. 2. Зношені амортизатори стійкових збірок. 3. Зламани або «просіли» гвинтові пружини підвіски.

3.2 Загальні методи оцінки технічного стану підвіски

Існує кілька методів визначення стану амортизаторів [16]:

1. Візуальний огляд;
2. Розгойдування автомобіля;
3. Перевірка ступеня нагріву;
4. Оцінка поведінки автомобіля у русі;
5. Стендова діагностика.

Візуальний огляд передбачає перевірку:

- наявності поломок та тріщин пружин, опорної чашки, штанг та стійок стабілізатора поперечної стійкості, листів, кронштейнів та сережок ресор;
- люфта у поєднаннях важелів, стійки, амортизаторів та ресор (у разі потреби кузов вивіщується);
- зазору між кузовом та кронштейнами осей важелів передньої підвіски;
- прямолінійності стійок стабілізатора поперечної стійкості;
- герметичності чохлів ресор;
- якості гуми упорів, а також виявлення на поверхні корпусу амортизатора підтікань масла як незаперечного доказу втрати герметичності та часткового або повного виходу його з ладу.

Одним із основних параметрів, що визначають технічний стан передньої підвіски, є відповідність кутів установки керованих коліс необхідним параметрам. Кути установки передніх коліс суттєво впливають на знос шин та стійкість автомобіля на ходу, тому їх потрібно перевіряти та врегулювати при кожному технічному обслуговуванні.

Масляний туман на поверхні корпусу не завжди є ознакою несправності. Через шар бруду знайти справжню причину появи масла на корпусі може бути складно, тому амортизатор слід очистити і повторно оглянути через кілька днів

експлуатації. Сліди масла, що виникли повторно, говорять про несправність гідравлічного амортизатора.

Пружні властивості пружин і ресор визначають або непрямим методом - за умовною довжиною пружин і стрілою прогину ресор, або шляхом вимірювання величини лінійного переміщення підвіски під впливом певної сили, що її навантажує. При більших (вище допустимих) прогинах підвісок автомобіль направляють на усунення несправностей.

При значних негативних температурах (морозах) рідина в амортизаторі може загустіти, його опір зростає і автомобіль стає жорстким. Це може бути наслідком низької якості амортизаторної рідини або невідповідності типу амортизатора кліматичним умовам. Щоб уникнути надмірних навантажень на кузов і підвіску, перші 1-2 кілометри після стоянки бажано рухатися з невеликою швидкістю. У процесі руху рідина нагріється і амортизатор відновить свої характеристики.

Візуальному огляду піддаються і шини, оскільки рівномірність зношування їх протектора - найважливіший показник працездатності амортизаторів. Якщо протектор, особливо з обох боків, має явно виражені плями зносу, отже, процес його кочення супроводжується стрибками, що відбувається при несправних амортизаторах.

За допомогою цього методу неможливо точно встановити причини пошкоджень та руйнувань внутрішніх частин амортизатора. Важливо знати, що однією з несправностей внутрішніх частин амортизатора, що найчастіше зустрічаються, є їх природний знос.

Дані візуального огляду та перевірки геометричної форми деталей підвіски заносять до діагностичної карти з позначкою про їх відхилення від допустимих значень [17, 18].

Розгойдування автомобіля передбачає розгойдування кузова автомобіля, що стоїть, і оцінку стану амортизаторів за кількістю коливальних рухів кузова до моменту повної зупинки.

Існує два способи проведення цього тесту. У *першому випадку* після одноразового натискання на автомобіль спостерігають характер переміщення кузова. Якщо він піднімається повільно, значить, амортизатори працюють, якщо він «вистрілює» вгору без будь-яких затримок - не працюють. *Другий варіант* цього тесту передбачає інтенсивне розгойдування автомобіля в кілька прийомів. Якщо амортизатори справні, після припинення розгойдування кузов стає нерухомим вже на першому або другому (залежно від інтенсивності розгойдування) «вільному» хитанні.

Даний метод дозволяє визначити лише два «крайні» стани амортизатора: або амортизатор повністю не виконує своє призначення (зламана провухина або шток, зносився клапанний вузол, відсутня амортизаторна рідина в робочій камері), або амортизатор «підklinює» чи «заклинило» повністю. Спроби визначити ступінь зношування амортизатора в цьому випадку не мають сенсу, оскільки зусилля, що розвивається гідравлічним, газопневматичним та газовим амортизатором, залежить від швидкості руху штока. Крім того, у різних автомобілях конструктивно закладено різні параметри жорсткості підвіски. У деяких моделей автомобілів підвіска спочатку досить «м'яка».

При русі автомобіля швидкість руху штока амортизатора значно вища, ніж та, яку вдасться досягти при розгойдуванні автомобіля вручну. Тому визначити ступінь зносу амортизатора у разі неможливо.

Перевірка розгойдування кузова малоефективна також через те, що шарніри підвіски після тривалої експлуатації можуть переміщатися з великим опором, якого буде достатньо для швидкого гасіння розгойдування. І навпаки, амортизатори з прогресивною характеристикою через малий опір на невеликих швидкостях

переміщення кузова повільно гаситимуть коливання навіть у справному стані [17, 18].

Перевірка ступеня нагріву. Принцип дії гідравлічних амортизаторів заснований на перетворенні енергії коливань на теплову. З цього випливає, що чим тепліший амортизатор, тим ефективніше він виконує свою функцію.

Для отримання точних результатів при такому способі діагностування необхідно дотримуватись однієї важливої вимоги. Безпосередньо перед перевіркою амортизатори потрібно «розігріти», поїздивши автомобілем нерівною дорогою або трасою на високій швидкості. При перевірці ступеня нагріву амортизаторів, що зручніше робити на естакаді або оглядовій канаві, температура кожного не повинна значно відрізнятись одна від одної. Нижча температура того чи іншого амортизатора порівняно з іншими - доказ зниження ефективності його роботи. Якщо на загальному фоні сильно нагрівається лише один амортизатор, значить, решта повністю або частково втратила здатність гасити коливання.

Працездатність амортизаторів за рівнем нагрівання перевіряють дуже рідко. Пояснюється це незручністю проведення такої перевірки, оскільки амортизатори, зазвичай, перебувають у важкодоступних місцях.

Оцінити ступінь справності амортизаторів щодо **поведінки автомобіля в русі** під силу лише досвідченим водіям. При несправних амортизаторах вже на швидкості 80-90 км/год автомобіль стає погано керованим, особливо на нерівній дорозі, з'являється поздовжнє і поперечне розгойдування, знижується курсова стійкість. Розгойдування має слабо загасаючий характер і при чергових нерівностях її амплітуда збільшується. При русі кривою автомобіль може погано або з великим запізненням реагувати на поворот керма. Збільшується також зупинний шлях при гальмуванні.

За рівнем комфорту визначити несправність амортизаторів не завжди вдається. Тільки якщо автомобіль оснащений спортивними газовими амортизаторами, несправність помітна завдяки зникненню характерної жорсткості [17, 18].

Стендова діагностика - найточніший спосіб визначення стану амортизаторів. Існує два методи цієї перевірки:

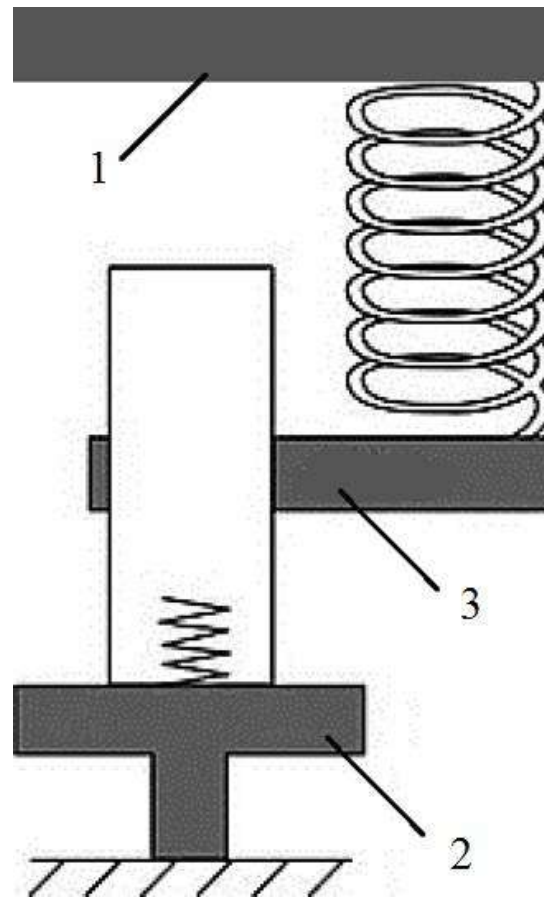
- 1) на автомобілі, встановивши колеса на робочі майданчики вібраційного стенду;
- 2) знявши амортизатор та перевіривши величину демпфуючого зусилля на спеціальному вимірювальному стенді.

Другий метод дає більш точні результати, проте через незручності та складнощі, пов'язані з необхідністю знімати амортизатори, він не знайшов широкого застосування, тоді як перший метод досить поширений.

Одним із об'єктивних методів стендової діагностики є шок-тест (shock-test). Він проводиться на стенді, що складається з невеликого пневматичного підйомника та пристрою з пружними важелями, що відстежує вертикальні переміщення кузова. Колеса випробуваної осі піднімають на висоту 10 см, а потім різко опускають, викликаючи коливання кузова. За результатами вимірювання коливань комп'ютер стенда обчислює коефіцієнт загасання коливань для кожного амортизатора випробуваної осі і порівнює з гранично допустимою різницею. Однак цей метод не дає інформацію про реальний стан амортизаторів, тому він не набув широкого поширення.

Найбільш поширені два основні методи стендової діагностики амортизаторів: метод EUSAMA (метод вимірювання зчеплення з дорогою) та резонансний метод вимірювання амплітуди коливань BOGE/MAHA.

Метод стендової діагностики EUSAMA полягає у використанні вібраційних коливань вимірювальної пластини із заданою частотою (рис.3.1).



1 - кузов автомобіля; 2 - вимірювальна пластина; 3 – вісь автомобіля

Рисунок 3.1 - Схема методу діагностування амортизаторів за зчепленням коліс з дорогою (EUSAMA)

Діагностика проводиться так:

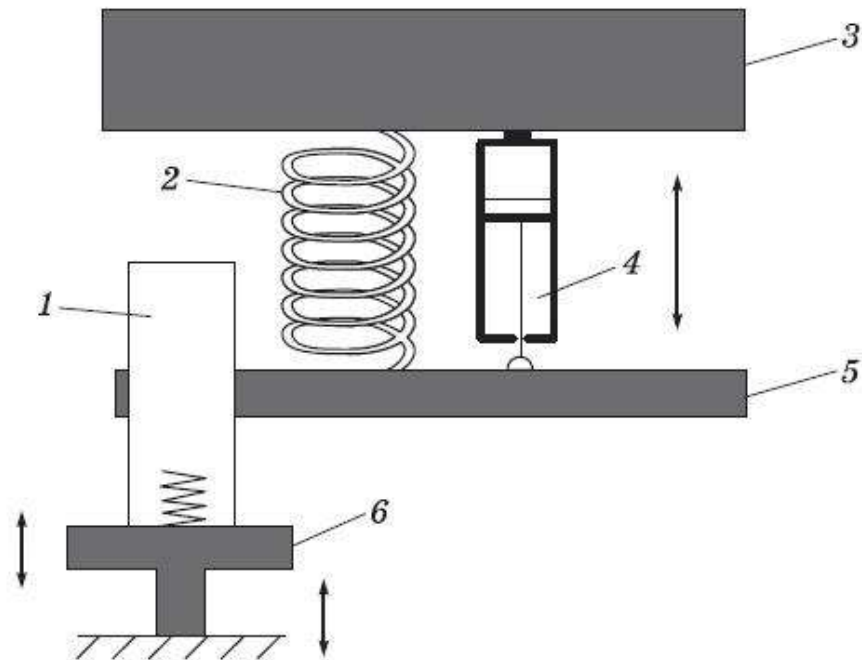
1. Вимірюється статична вага колеса (у стані спокою).
2. Здійснюється періодичне збудження коливань із частотою 25 Гц, при цьому вимірювальна пластина переміщується як жорстка ланка. Динамічна вага колеса, що вийшла в результаті, порівнюється зі статичною вагою.
3. Розраховується зчеплення з дорогою щодо ваги колеса (у %). Наприклад: статична вага колеса (при 0 Гц) дорівнює 550 кг, динамічна вага (при 25 Гц) - 275 кг. Зчеплення з дорогою (динамічна вага/статична вага) становитиме 50% (550/275).

Цей метод має і ряд недоліків:

- результати вимірювань залежать від тиску повітря в шині автомобіля, що діагностується;
- прикладення постійних зовнішніх сил та бічних сил (напруга) впливає на бічне переміщення автомобіля, що позначається на результатах тестування;
- при діагностуванні колесо повинне розташовуватись точно посередині майданчика амортизаторного стенду.

В результаті тестується вся підвіска повністю, а стенд показує алгоритмічно обчислений коефіцієнт зчеплення з дорогою коліс автомобіля. Цей метод у своїх стендах використовують такі фірми, як BOSCH, HOFMANN, Muller Bern, SUN.

Більш коректним методом стендової діагностики є резонансний метод вимірювання амплітуди коливань BOGE/МАНА (рис. 3.2), що полягає в тому, що на кожній осі автомобіля по черзі відбувається збудження коливань вимірювальної плати з частотою 16 Гц. Частота коливань збільшується до виникнення резонансу підвіски, у якому досягається максимальний хід амортизаторів. Потім примусове збудження коливань припиняється і проводиться аналіз картини загасаючих коливань.



1 - колесо автомобіля; 2 - пружина; 3 – кузов автомобіля; 4 - амортизатор; 5 - вісь автомобіля; 6 - вимірювальна пластина

Рисунок 3.2 - Схема методу діагностування амортизаторів за амплітудними коливаннями (BOGE/MAHA)

Даний метод дозволяє визначити ступінь зношування амортизаторів щодо еталона.

Переваги даного методу полягають у наступному:

- робочі характеристики амортизатора визначаються в «дросельному» та «клапанному» режимах. У дросельному режимі, коли максимальна швидкість поршня не більше 0,3 м/с, клапани відбою та стиснення в амортизаторі не відкриваються;
- коливання після проходження точки резонансу практично вільні від зовнішніх сил;
- резонансний метод вимірювань найближче імітує поведінку амортизатора у дорожніх умовах.

4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахунок підвіски автомобіля

4.1.1 Побудова пружної характеристики підвіски

Побудова пружної характеристики ресорної підвіски робиться зі спрощеннями: нехтуємо тертям у підвісці та дією безпружинних мас; вважаємо пружну характеристику ресори прямолінійною; виходимо з того, що на колесо діє лише нормальна реакція дороги Z ; сила, що деформує ресору, рівна реакції Z , а прогин ресори дорівнює ходу колеса [5, 14].

Визначаємо статичне значення нормальної реакції для ненавантаженого автомобіля Z'_c , задаємо бажану частоту власних коливань підресорених мас, визначаємо статичний хід колеса h'_c , який забезпечує необхідну плавність ходу ненавантаженого автомобіля. Відкладаючи отримані значення Z'_c та h'_c (рис. 4.1), проводимо пряму OA , яка представляє собою орієнтовну пружну характеристику проектованої підвіски.

Визначаємо нормальну статистичну реакцію на колесо при повному навантаженні на автомобіль Z''_c і знаходимо за графіком відповідний їй хід h'_c колеса.

При навантаженні Z_{max} і лінійної характеристики ресори динамічний хід колеса виходить прийнятне великим. Для його обмеження встановлюють гумовий буфер, який деформується. Це дозволяє задатися величиною динамічного ходу. Для легкових автомобілів приймають $h_d = 0,5 h_c$; для автобусів $h_d = 0,75 h_c$; для вантажних автомобілів $h_d = 1,0 h_c$. Відкладаючи значення Z_{max} та h_d на графіку знаходимо точки D та C характеристики (рис. 4.1).

статичний прогин виходить неприйнятно великим. Це і викликає застосування додаткової ресори. Приймаємо, що додаткова ресора включається в роботу при навантаженні

$$Z_c^3 = Z_c^2 + (G_2^2 + G_1^2) / 4,$$

де G_2^2 та G_1^2 – частина ваги відповідно навантаженого та ненавантаженого автомобіля, що припадає на задній міст.

$$Z_c^3 = 250 + (1200 + 500) / 4 = 425 \text{ кг}$$

На орієнтовній пружній характеристиці (рис. 4.1) відзначаємо точку із ординатою Z_c^3 , відповідну початку вступу в дію додаткової ресори.

Встановлено, що жорсткості додаткової $c_{\text{дод}}$ та основною $c_{\text{осн}} = \text{tg } \alpha$ ресор повинні бути пов'язані залежністю виходячи з якої будують ділянку характеристики, на якому обидві ресори повинні працювати спільно. Для цього через точку В проводимо лінію ВЕ, яка перетинає лінію ОБ під кутом $\gamma = \text{arctg } c_{\text{дод}}$ з побудованого графіка знаходимо хід h'_c колеса при повному навантаженні на колесо і перевіряємо чи досягається необхідна плавність ходу.

$$C_{\text{дод}} \leq C_{\text{осн}} \cdot \Delta h_c / h'_c,$$

де $C_{\text{дод}}$ – жорсткість додаткової ресори;

$C_{\text{осн}}$ – жорсткість основної ресори;

h'_c – статичний хід колеса.

$$C_{\text{осн}} = \text{tg} \alpha,$$

$$C_{\text{дод}} = 1 \cdot 6 / 9 = 0,66$$

Приймаємо 0,38

$$C_{\text{осн}} = \text{tg}45 = 1$$

$$\gamma = \text{arctg}C_{\text{дод}},$$

де γ – кут спільної роботи двох ресор

$$\gamma = \text{arctg}0,38 = 21^\circ.$$

Визначаємо динамічний хід ресори

$$f_{\text{р дод}} = 0,4 \cdot h_c$$

$$f_{\text{р дод}} = 0,4 \cdot 9 = 3,6 \text{ см.}$$

Остання ділянка характеристики, коли входить у дію гумовий буфер.

Знайдені та прийняті значення з рис. 4.1

$$h'_c = 9 \text{ см,}$$

$$h''_2 = 15 \text{ см,}$$

$$h'''_2 = 17,2 \text{ см.}$$

$$Z'_c = 250 \text{ кг,}$$

$$Z''_2 = 650 \text{ кг,}$$

$$Z'''_2 = 425 \text{ кг.}$$

$$Z'_{\text{max}} = 850 \text{ кг,}$$

$$P_p = 525 \text{ кг,}$$

$$P_{\text{р дод}} = 400 \text{ кг,}$$

$$P = 550 \text{ кг.}$$

4.1.2 Розрахунок ресори на міцність

Розрахунок ресори робимо тільки на вигин, перевіряючи, чи виконується умова необхідної пружності ресори та умови міцності ресори [14, 15].

$$f = 4\delta P (l^1)^4 / (E \cdot l \cdot b \cdot i \cdot s^3),$$

$$\sigma_{\max} = 6P(l^1)^2 / (l \cdot b \cdot i \cdot s) \leq 850 \dots 900 \text{ МПа}$$

де δ – коефіцієнт деформації, що враховує відхилення форми ресори від балки рівного опору; $\delta = 1,25 / 1,45$ (менші значення відповідають ресорам з декількома листами однакової довжини);

P та f_p – розрахункові навантаження та деформація, які визначають за пружною характеристикою

l^1 – наведена довжина ресори;

E – модуль пружності першого роду; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

l – довжина ресори, м;

b та s – ширина та товщина листа, м;

i – кількість листів.

Розрахунок основної ресори

$$f = 4\delta P (l^1)^4 / (E \cdot l \cdot b \cdot i \cdot s^3),$$

$$\sigma_{\max} = 6P(l^1)^2 / (l \cdot b \cdot i \cdot s) \leq 850 \dots 900 \text{ МПа}$$

$$l^1 = \sqrt{l_1 \cdot l_2},$$

де l_1, l_2 – розмір листа ресори.

$$l^1 = \sqrt{0,6 \cdot 0,6} = 0,6 \text{ м.}$$

$$f = 4 \cdot 1,25 \cdot 5500 (0,6)^4 / (2 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \cdot 0,045 \cdot 13 \cdot 0,0065^3) = 590 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} = 6 \cdot 5500 (0,6)^4 \cdot 1,2 \cdot 0,045 \cdot 13 \cdot 0,0065^2 = 400,55 \text{ МПа}$$

Умови міцності виконуються $332,4 \text{ МПа} \leq 850 \dots 900 \text{ МПа}$

Розрахунок додаткової ресори

$$\sigma_{\max} = 6 \cdot 400 (0,375)^2 / (0,75 \cdot 0,045 \cdot 6 \cdot 0,0065^2) = 332,4 \text{ МПа}$$

$$l^1 = \sqrt{0,375 \cdot 0,375} = 0,375 \text{ м.}$$

Умови міцності виконуються $332,4 \text{ МПа} \leq 850 \dots 900 \text{ МПа}$

4.1.3 Розрахунок параметрів амортизатора

Основною метою розрахунку є визначення параметрів амортизатора та вибір його за каталогом. Основні параметри та розміри телескопічних амортизаторів стандартизовані (ГОСТ 11728 - 76).

Основні параметри амортизатора, що визначаються [1, 5, 14]:

- коефіцієнт аперіодичності у підвісці при коливаннях автомобіля;
- максимальні зусилля при стисканні та відбої;
- критичні рухи поршня, при яких відкриваються клапани;
- енергоємність та ступінь її зменшення при нагріванні.

На початковій ділянці сила опору визначається

$$P_{\Pi} = k_{\Pi} \cdot V_{\Pi}^m,$$

де V_{Π} – швидкість поршня,

m – показник ступеня,

k_{Π} – коефіцієнт опору на початковій ділянці.

$$P_{\Pi}^{\text{від}} = 0,15 \cdot 52,5^2 = 409,5 \text{ Н}$$

$$P_{\Pi}^{ст} = 0,11 \cdot 35^2 = 136 \text{ Н}$$

Розрізняють коефіцієнти опору при стисканні $K_{п.с}$ і при відбої $K_{п.в}$. У несиметричних амортизаторів вони не рівні.

Опір стиснення приймаємо меншим ($K_{п.с} = 0,2 \cdot K_{п.о}$), щоб при наїзді колеса на нерівність та швидкому стисканні амортизатора через нього на раму не передавалося велике зусилля.

Завищений опір відбою може призвести до відриву колеса від дороги при високоякісному резонансі. При великих швидкостях це небезпечно, тому на автомобілях малої вантажопідйомності опір стиснення та відбою значно менше відрізняються і їх, іноді, роблять однаковими.

На клапанній ділянці сила опору визначається

$$P_k = P_{\Pi}^l + K_k \cdot (V_n - V_n^l)^{m_l},$$

де V_n^l – критична швидкість поршня, що відповідає відкриттю клапана;

P_{Π}^l – опір, що відповідає початку відкриття клапана;

K_k – коефіцієнт опору на клапанній ділянці.

$$P_k^{від} = 409,5 + 0,15 \cdot (52,5 - 75)^2 = 285 \text{ Н},$$

$$P_k^{ст} = 136,5 + 0,11 \cdot (50 - 35)^2 = 161,25 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт опору визначають тангенсами кутів нахилу характеристик.

Амортизатор з лінійною характеристикою розсіює потужність ($\tau=1$).

$$N_a = ((P_{\Pi}^{ст} + P_k^{від}) \cdot 30) / (2 \cdot 100),$$

$$N_a = ((136,5 + 409,5) \cdot 30) / (2 \cdot 100) = 81,9 \text{ Нм / с.}$$

При нелінійній характеристиці потужність, що розсіюється, визначається площею по кривій характеристиці. Прирівнюючи потужність, що розсіюється при стисканні N_c , потужності умовного амортизатора з лінійною характеристикою, можна знайти середнє значення опору ходу стиснення.

$$K_{\text{ср.с}} = 2 \frac{N_c^2}{V_c^2},$$

$$K_{\text{ср.с}} = 2 \frac{81,9^2}{35^2} = 4.$$

Аналогічно для ходу відбою

$$K_{\text{ср.в}} = \frac{N_o^2}{V_o^2},$$

$$K_{\text{ср.в}} = \frac{81,9^2}{75^2} = 1,19$$

$$K_{\text{ср.в}} = (0,15 \dots 30) \cdot K_{\text{ср}}$$

Еквівалентний коефіцієнт опору амортизатора визначається як середній для ходу стиснення та відбою.

$$K_e = 0,5 (K_{\text{ср.с}} + K_{\text{ср.в}}),$$

$$K_e = 0,5 (5,4 + 1,19) = 5,9.$$

Характеристика амортизатора, наведена до колеса, залежить від кінематики напрямного пристрою та кута нахилу амортизатора. Показник опору, наведений до

колеса, визначається за формулою

$$n_n = k_e \cdot i^2 \cdot \cos^2 \gamma,$$

де i – передавальне число установки амортизатора у підвісці;

γ – кут нахилу амортизатора 40° .

$$n_n = 5,9 \cdot 1^2 \cdot 1,53 = 9,17$$

За величиною періодичності n_n визначається коефіцієнт аперіодичності

$$\psi_a = n_n / M_\omega = n_n / \sqrt{M_c},$$

де M – маса підресорених частин;

ω – частота коливань.

$$\psi_a = 9,17 / (500 \cdot 0,15) = 0,12$$

$$0,1 \leq \psi_a \leq 0,25$$

Будуємо за розрахунковими значеннями характеристику роботи амортизатора рис. 4.2.

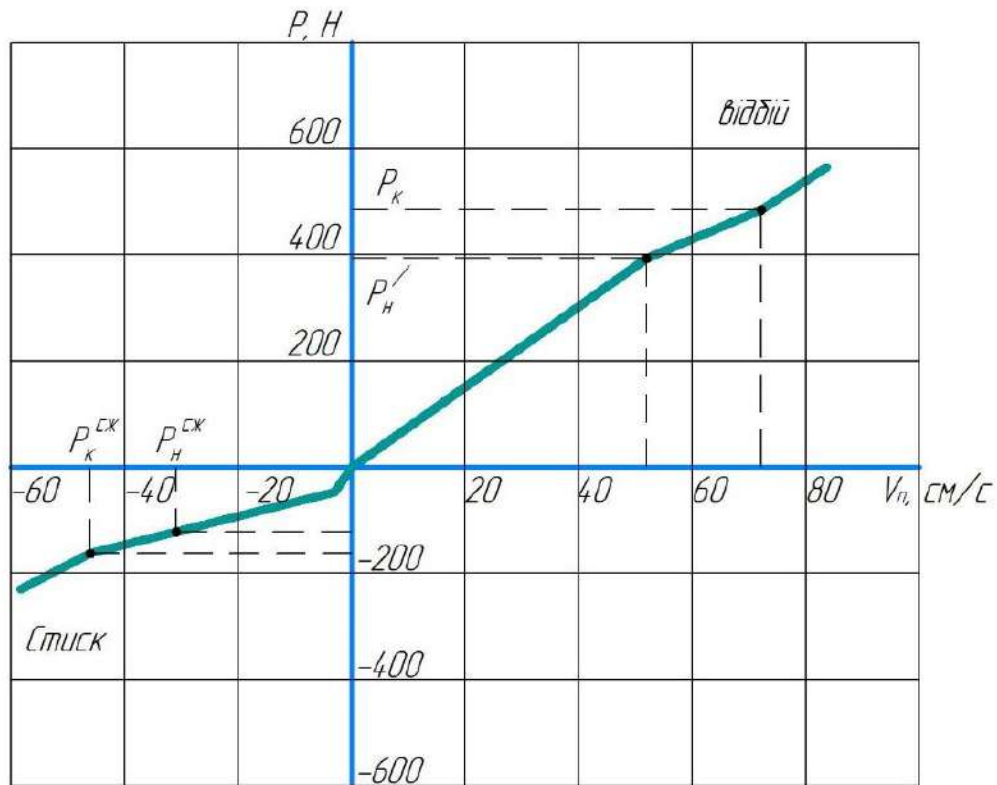


Рисунок 4.2 - Характеристика роботи гідравлічного амортизатора

Вибираємо амортизатор 2905006-13, який відповідає цим параметрам. Основні параметри та розміри телескопічних амортизаторів стандартизовані (ГОСТ 11728 – 76).

Вибраний амортизатор має:

- запас міцності за напруженнями вигину 1600 МПа,
- запас міцності за напруженнями кручення 700 МПа.

4.1.4 Розрахунок на міцність поздовжньої балки рами [1]

Розраховуємо на міцність поздовжню балку рами, навантажену навантаженням з кузова $F = 800$ Н та має довжину ділянки $L = 1,2$ м.

$$l_1 = 0,6 \text{ м} \quad l_2 = 0,6 \text{ м}$$

Розрахункова схема та епюри поперечних сил Q (Н) та згинальних моментів

М (Нм) представлені на рис. 4.3.

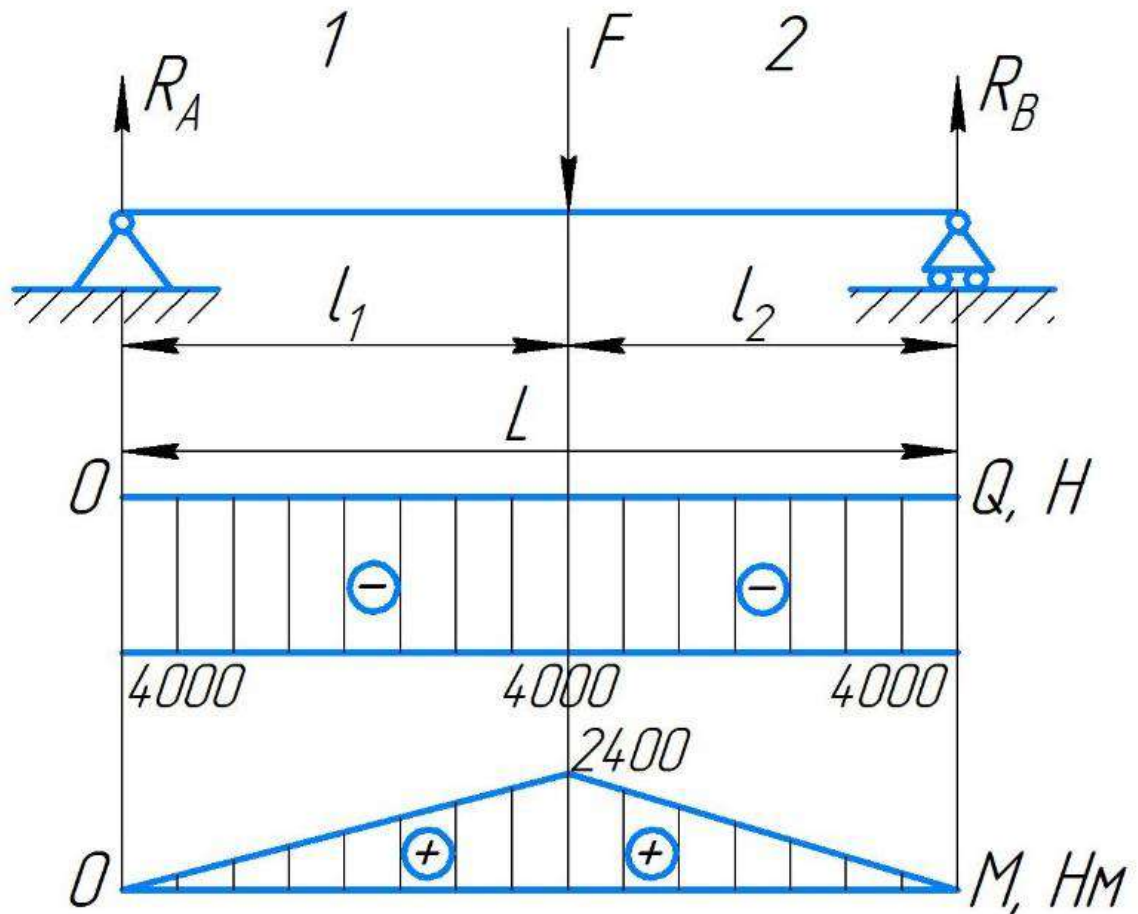


Рисунок 4.3 - Розрахункова схема балки та епюри поперечних сил та згинальних моментів

Знайдемо реакції в епюрах балки. Для цього складаємо рівняння згинальних моментів щодо епюр А і В:

$$\Sigma M_A = 0; \quad F \cdot 0,6 - R_B \cdot 1,2 = 0$$

$$R_B = (F \cdot 0,6) / 1,2 = (8000 \cdot 0,6) / 1,2 = 4000 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -F \cdot 0,6 + R_B \cdot 1,2 = 0$$

$$R_A = (F \cdot 0,6) / 1,2 = (8000 \cdot 0,6) / 1,2 = 4000 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку правильності виразів. Для цього складемо рівняння проєкцій усіх сил на вісь Y

$$\Sigma R_y = 0; \quad R_A + R_B - F = 0$$

$$4000 + 4000 - 8000 = 0$$

Рівність виконується, отже, обчислення виконано правильно.

Будуємо епюри поперечних сил Q_y та згинальних моментів M_x . Для цього розглянемо переріз балки 1 - 1 та 2 - 2.

Перетин 1 – 1

$$0 \leq Z_1 \leq 0,6$$

$$Q_1 = -R_B = -4000 \text{ Н};$$

$$\text{при } z_1 = 0; \quad M_1 = 0;$$

$$\text{при } z_1 = 0,6; \quad M_1 = R_B \cdot z_1 = 4000 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Нм}$$

Перетин 2 – 2

$$0 \leq Z_2 \leq 0,6$$

$$Q_2 = -R_A = -4000 \text{ Н};$$

$$\text{при } z_2 = 0; \quad M_2 = 0;$$

$$\text{при } z_2 = 0,6; \quad M_2 = R_A \cdot z_2 = 4000 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Нм}$$

4.1.5 Розрахунок заклепувального з'єднання

Розрахунок ведемо по зрізу та зминанню [1].

Умови міцності зрізу:

$$\tau = \frac{F}{(\pi/4) \cdot d^2 \cdot i} [\tau],$$

де d – діаметр заклепки, мм

i – число площин зрізу.

$[\tau]$ – 140 МПа

$$\tau = \frac{4000}{(3,14/4) \cdot 0,012^2 \cdot 1} = 35,38 \text{ МПа} \leq [140 \text{ МПа}]$$

Умова міцності на зріз виконується.

Умови міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = F / (d \cdot \delta_2) \leq [\delta_{зм}],$$

де δ_2 – товщина листа.

$$\sigma_{зм} = 4000 / (0,012 \cdot 0,015) = 22 \text{ МПа} \leq [320 \text{ МПа}].$$

Умова міцності на зминання виконується.

4.2 Конструювання стенду для діагностики підвіски автомобіля

4.2.1 Конструкція та принципу роботи стенду

Розробка стенду для діагностики підвіски проводилась на основі аналізу наступного діагностичного устаткування:

- Пристрій для перевірки гасників коливань, що містить шарнірно з'єднаний зі станиною важіль з вантажем; у середній частині важеля встановлені опора на пружині та рухомий планшет; олівець, що взаємодіє з планшетом. Планшет приводиться в рух підвісом, розміщеним у напрямній трубі, а опора шарнірно з'єднана з коромислом з роликами.
- Стенд для випробування гідравлічних амортизаторів, що містить раму з рухомими стійками для переміщення амортизатора і приводу, до якого шарнірно кріпиться корпус амортизатора, а шток амортизатора кріпиться шарнірно до дугоподібної балки, жорстко приєднаної до стійок, причому дугоподібна балка обладнана підпружиненим валом, який несе опорний каток, що контактує зі знімними імітаційними нерівностями.
- Стенд для випробування гасників коливань підвіски транспортного засобу, що містить встановлені на основі балку та навантажувальну балку з робочими столами для встановлення випробуваного гасника; пов'язаний з навантажувальною балкою підйомно-спускний механізм, виконаний у вигляді шарнірно зчленованих ланок; робочий стіл приводної балки, обладнаний збудником високочастотних коливань.

Пропоноване технічне рішення спрямоване на створення універсального стенду, що дозволяє проводити різні види випробувань гасників коливань на одній установці, моделювати різні режими їхньої роботи, у тому числі умови експлуатації (рис. 4.4 – 4.7).

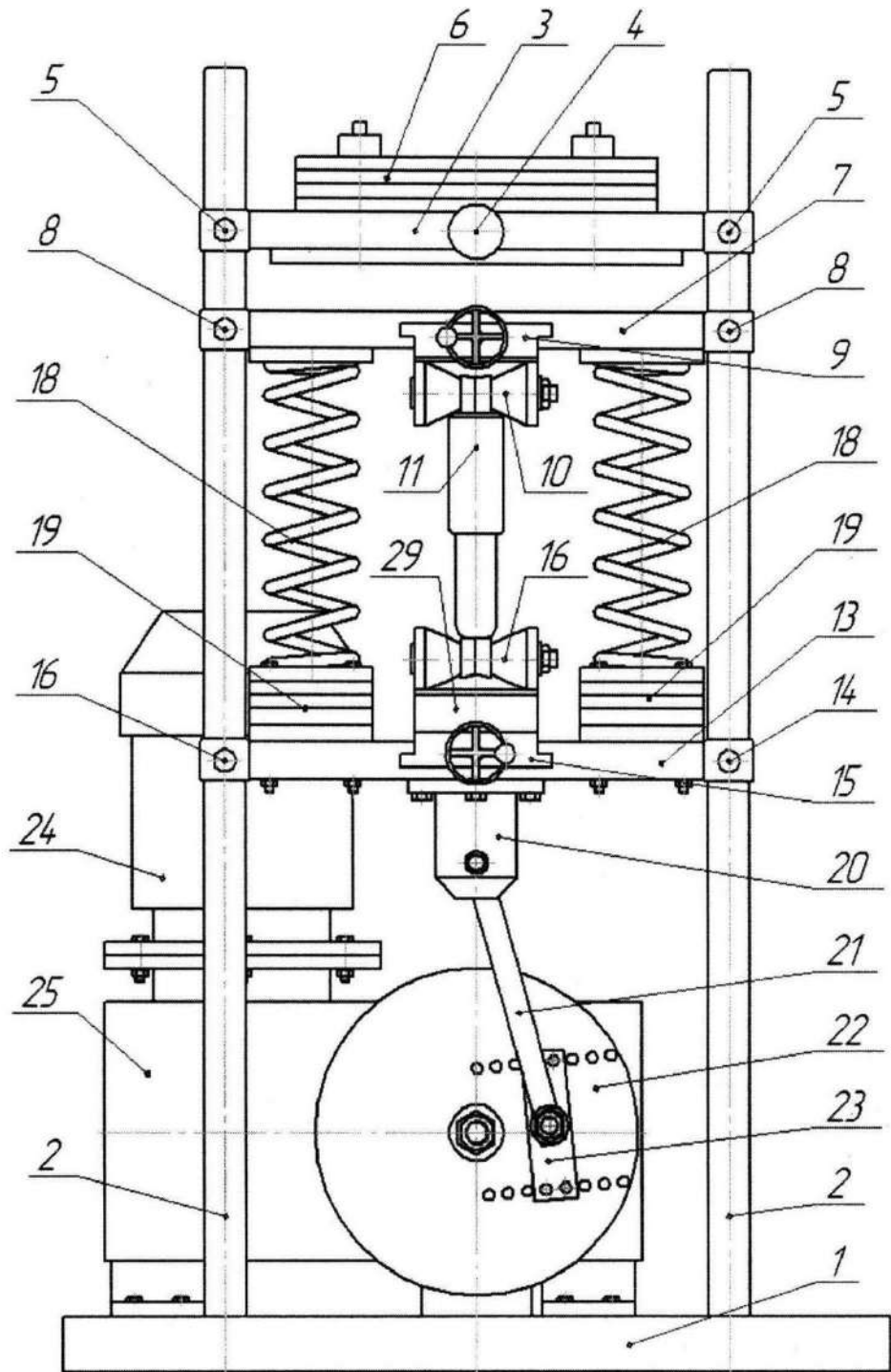


Рисунок 4.4 - Креслення універсального стану для випробування гасників
коливань, вид спереду

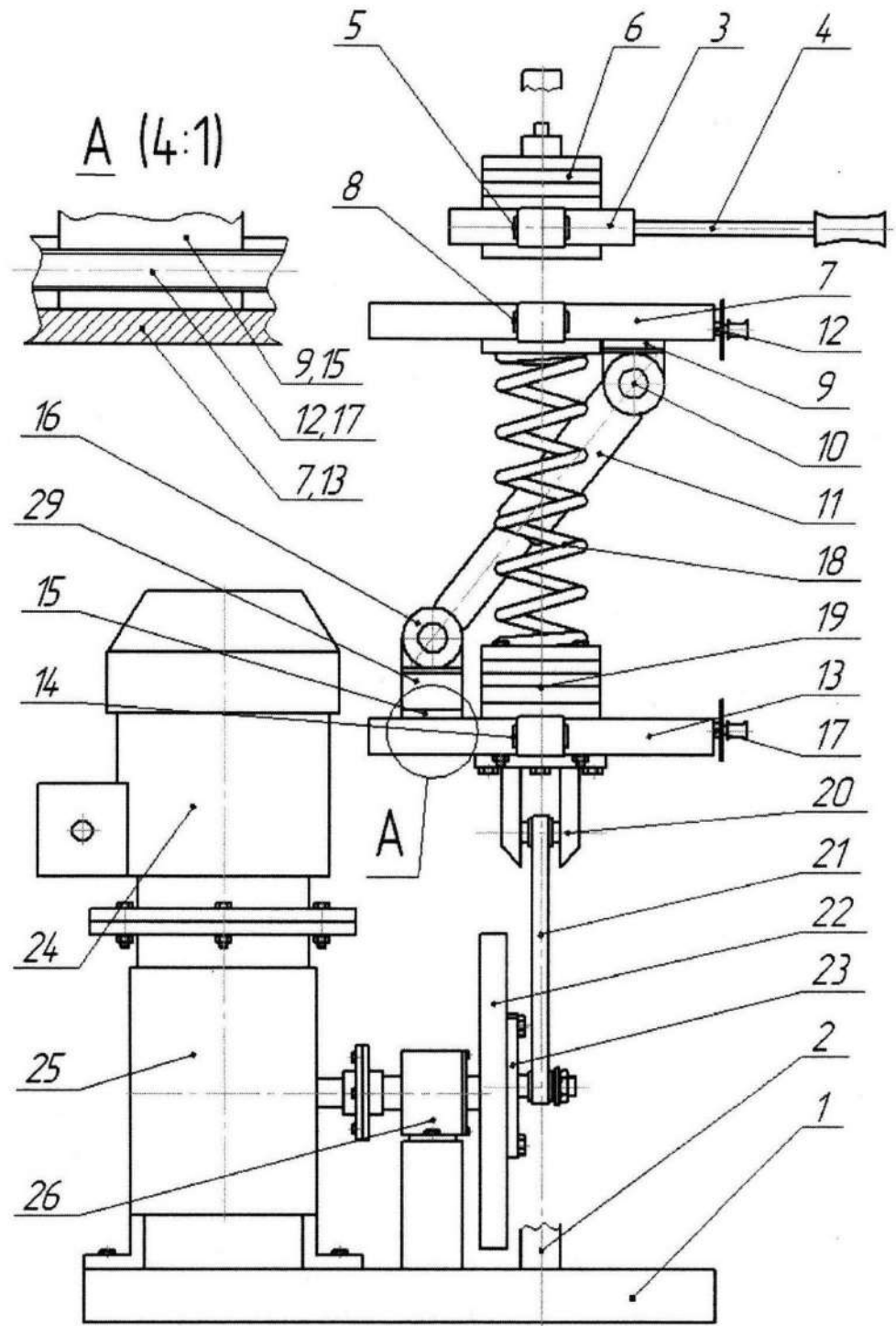


Рисунок 4.5 - Креслення універсального стану для випробування гасників
коливань, вид збоку

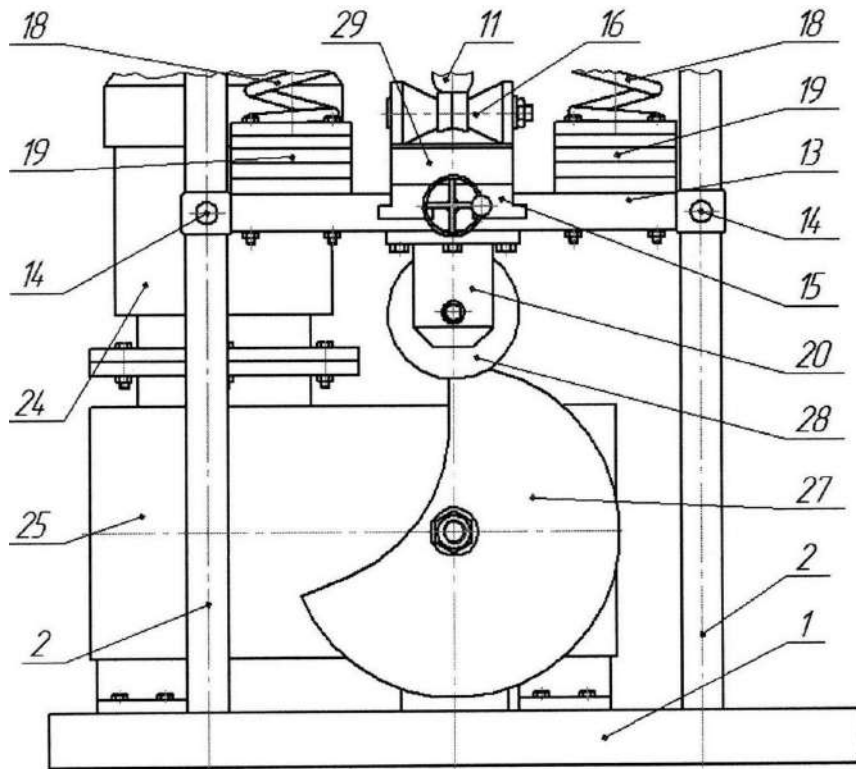


Рисунок 4.6 - Креслення ексцентрика, вид спереду

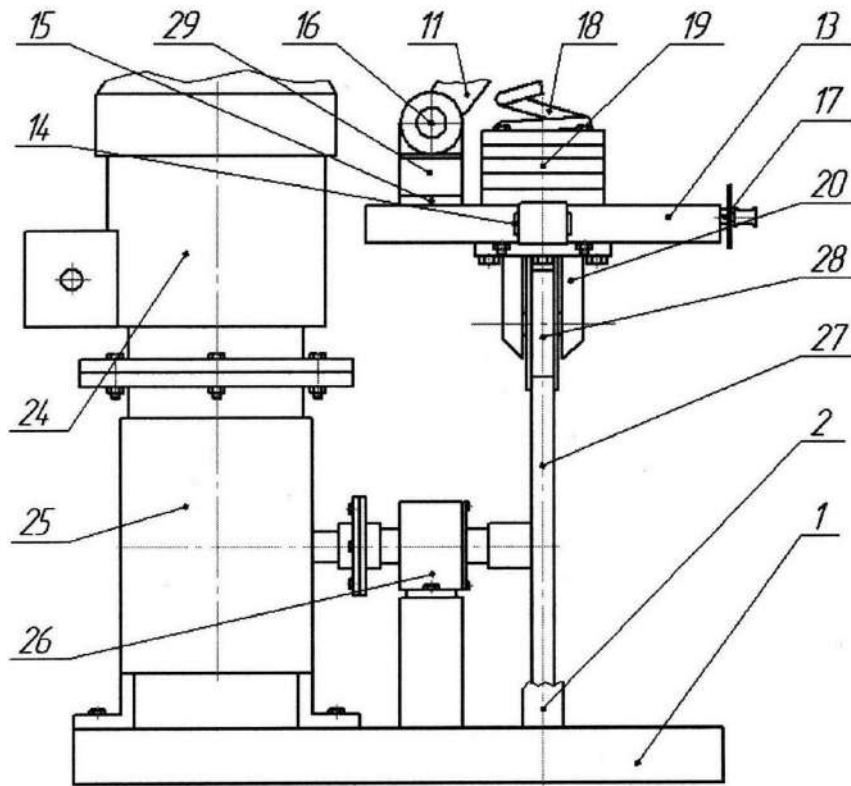


Рисунок 4.7 - Креслення ексцентрика, вид збоку

Стенд містить основу 1 з встановленими на ньому напрямними 2. На напрямних 2 є пластина 3 з рукояттю 4 і фіксаторами 5; на пластині 3 встановлений вантаж 6, що регулюється по масі і фіксується на ній. На верхній плиті 7, встановленої на напрямних 2 з фіксаторами 8, розташована опора 9 з фіксатором 10 штока амортизатора 11 і гвинт 12 для переміщення опори 9 вздовж верхньої плити 7. На нижній плиті 13, встановленої на напрямних 2 з фіксаторами 14, розташована опора 15 з фіксатором 16 корпусу амортизатора 11 і гвинт 17 для переміщення опори 15 вздовж нижньої плити 13; для узгодження довжин пружних елементів 18 та амортизатора 11 на плиті 13 встановлені, наприклад, комплекти проставок 19 (або механізми, що дозволяють проводити регулювання за висотою).

До П-подібного корпусу 20, прикріпленого до нижньої плити 13, кріпиться шатун 21; іншим кінцем шатун кріпиться до маховика 22, закріпленому на валу приводу та який має пристрій 23 регулювання амплітуди коливань. Привід, встановлений на основі 1, включає в себе електродвигун 24, передавальний механізм 25 (що дозволяє змінювати частоту обертання) і вал з буксою 26.

Також є комплект ексцентриків 27 різних форм та розмірів для імітації умов експлуатації, що кріпляться після демонтажу маховика 22 до валу приводу. При випробуванні з ексцентриками замість шатуна 21 в П-подібний корпус 20 встановлюється ролик 28, який контактує з ексцентриком 27.

На стенді є контрольні-вимірні прилади та апаратура, зокрема тензодатчик 29, призначений для вимірювання зусиль амортизатора; датчик лінійних переміщень (не показаний); датчик температури (не показаний); комп'ютер (не показаний).

Універсальний стенд для випробування гасників коливань працює наступним чином.

1. Для випробування амортизатора при вільних коливаннях методом силового впливу в опорах 9, 15 фіксаторами 10, 16 кріпиться амортизатор 11. За допомогою гвинтів 12, 17, що переміщують опори 9, 15, встановлюється необхідний кут нахилу амортизатора 11. Залежно від розміру встановлюваного амортизатора 11, проставками 19 узгоджується довжина пружних елементів 18 з довжиною амортизатора 11. У середньому положенні амортизатор утримується пружними елементами 18. Фіксується положення нижньої плити 13 фіксаторами 14, а фіксатори 8 верхньої плити 7 послаблюються. Вантаж 6 регулюється за масою. Пластина 3 та верхня плита 7 скріплюються між собою, наприклад, скобами (не показані). На пластину 3 здійснюється силовий вплив через рукоятку 4, при цьому стискаються пружні елементи 18 і амортизатор 11. Припинення силового впливу призводить до виникнення вільних затухаючих коливань пластини 3 з вантажем 6 і плити 7.

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

2. При випробуваннях на вільні загасаючі коливання методом скидання вантажу стенд готується таким же чином, як і в п.1, за винятком скріплення пластини 3 і плити 7. Потім пластина 3 піднімається на розрахункову відстань по напрямних 2 і кріпиться фіксаторами 5. При послабленні фіксаторів 5 пластина 3 з вантажем 6 під дією сили тяжіння падає на верхню плиту 7, впливаючи на шток амортизатора 11. При цьому система переходить у режим вільних загасаючих коливань.

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

3. Для випробувань амортизатора при вимушених, близьких до синусоїдальних коливаннях в опорах 9, 15 фіксаторами 10, 16 кріпиться амортизатор 11. За допомогою гвинтів 12, 17 встановлюється необхідний кут нахилу амортизатора 11. Пристроєм 23 регулювання амплітуди коливань

виставляється необхідна величина ходу ходу штока амортизатора 11. Потім фіксується положення верхньої плити 7 фіксаторами 8, нижня плита 13 не фіксується і має можливість вільного переміщення по напрямних 2. Після цього подається напруга на електродвигун 24, який передає крутний момент маховику 22 через передавальний механізм 25 і вал з буксою 26. При обертанні маховика 22 корпусу амортизатора 11 повідомляється зворотно-поступальний рух.

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

4. Для випробувань амортизатора при вимушених, що імітують умови експлуатації коливаннях за допомогою змінних ексцентриків в опорах 9, 15 фіксаторами 10, 16 кріпиться амортизатор 11. За допомогою гвинтів 12, 17 встановлюється необхідний кут нахилу амортизатора 11. Залежно від розміру встановлюваного амортизатора 11 проставками 19 узгоджується довжина пружних елементів 18 з довжиною амортизатора 11. Маховик 22 демонтується і на вал приводу встановлюється ексцентрик 27. На місце верхньої головки шатуна 21 ставиться ролик 28, що контактує з ексцентриком 27. Потім фіксується положення верхньої плити 7 фіксаторами 8, нижня плита 13 не фіксується і має можливість вільного переміщення по напрямних 2. Потім допомогою приводу крутний момент передається ексцентрику 27, а амортизатору 11 повідомляється рух (закон руху визначається профілем ексцентрика).

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

5. Для визначення амплітудно-частотної характеристики підресореної маси при вимушених, близьких до синусоїдальних коливаннях в опорах 9, 15 фіксаторами 10, 16 кріпиться амортизатор 11. За допомогою гвинтів 12, 17 встановлюється необхідний кут нахилу амортизатора 11. Залежно від розміру встановлюваного амортизатора 11, проставками 19 узгоджується довжина

пружних елементів 18 з довжиною амортизатора 11. У середньому положенні амортизатор утримується пружними елементами 18. Фіксатори 5 пластини 3 послаблюються (для забезпечення вільного переміщення пластини по напрямних 2). Вантаж 6 регулюється за масою (підресорена маса). Верхня 7 і нижня плити 13 не фіксуються і мають можливість вільного переміщення по напрямних 2. Пластина 3 та верхня плита 7 скріплюються між собою, наприклад, скобами (не показані). Пристроєм 23 виставляється необхідна величина ходу штока амортизатора 11. Система, що складається з пластини 3, вантажу 6, верхньої 7 і 13 нижньої плит разом з пружними елементами 18 і амортизатором 11, при включеному приводі приходять в коливальний рух.

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

6. Для визначення амплітудно-частотної характеристики підресореної маси при вимушених, що імітують умови експлуатації коливаннях за допомогою змінних ексцентриків стенд готується таким же чином, як і в пункті 5, за винятком виставлення величини ходу штока амортизатора механізмом 23. Потім демонтується маховик 22, на вал приводу встановлюється ексцентрик 27. На місце верхньої головки шатуна 21 ставиться ролик 28, що контактує з ексцентриком 27. Система, що складається з пластини 3, вантажу 6, верхньої 7 і нижньої 13 плит разом з пружними елементами 18 та амортизатором 11, при включеному приводі приходять в коливальний рух.

Вихідні сигнали з тензодатчика 29, датчика лінійних переміщень та датчика температури реєструються комп'ютером.

7. Ресурсні випробування проводяться так само, як і в пп.3, 4 (при цьому має бути забезпечено не менше 2 млн циклів коливань).

На стенді також є можливість проведення форсованих ресурсних випробувань (при підвищених навантаженнях і частотах коливань амортизатора).

Розроблений стенд дозволяє проводити такі види випробувань:

- 1) при вільних загасаючих коливаннях методом силового впливу;
- 2) при вільних загасаючих коливаннях методом скидання вантажу;
- 3) при вимушених, близьких до синусоїдальних коливань за допомогою кривошипно-повзунного механізму;
- 4) за імітації умов експлуатації за допомогою змінних ексцентриків;
- 5) при вимушених, близьких до синусоїдальних коливань визначення амплітудно-частотної характеристики підресореної маси;
- 6) при вимушених коливаннях, що імітують умови експлуатації за допомогою змінних ексцентриків, для визначення амплітудно-частотної характеристики підресореної маси;
- 7) ресурсні (або форсовані ресурсні).

Розроблений стенд дозволяє проводити стандартні випробування.

Також стенд дає змогу виявити конкретну несправність амортизатора.

На стенді передбачена можливість:

- контролю за зміною робочих зусиль амортизатора;
- контролю температури нагріву амортизаційної рідини;
- контролю переміщення;
- регулювання частоти та амплітуди у широкому діапазоні як при випробуваннях з кривошипно-повзунним механізмом, так і ексцентриками;
- регулювання кута нахилу амортизатора до вертикалі;
- установки амортизаторів різних розмірів.

Універсальний стенд для випробування гасників коливань, у порівнянні з відомими технічними рішеннями, дозволяє моделювати різні режими роботи гасників коливань та поєднувати в собі різні способи їх випробувань (статичні, динамічні, імітація умов експлуатації, випробування при вільних загасаючих коливаннях, ресурсні випробування, випробування при різних кутах нахилу амортизатора до вертикалі, випробування при вимушених коливаннях з

підресореною масою, вібраційні випробування, імпульсні випробування тощо), проводити стандартні випробування амортизаторів, підвищити ефективність випробувань та дати об'єктивну оцінку роботи амортизаторів. Також запропоноване технічне рішення може бути використане для контролю гасників коливань рейкових екіпажів, гусеничних та колісних тракторів, всюдиходів та ін., що зумовлює його універсальність і, отже, дозволяє скоротити витрати коштів, час, що витрачається на випробування амортизаторів та робочу площу, так як відпадає необхідність придбання кількох стендів різних видів випробувань амортизаторів.

4.2.2 Розрахунок елементів конструкції стенду

4.2.2.1 Розрахунок потужності електродвигуна

Розрахунок потужності електродвигуна починається з розрахунку потужності робочої машини [19].

Якщо робочий вал виконавчої машини має поступальний рух та вказано тягове зусилля F_t , кН, та швидкість V , м/с, то його потужність $P_{рм}$, кВт, обчислюється:

$$P_{рм} = F_t V$$

$$P_{рм} = 10000 \cdot 0,63 = 6,3 \text{ кВт}$$

За потужністю робочої машини обчислюється потрібна розрахункова потужність електродвигуна:

$$P_{дв. роз} = P_{рм} / \eta_{прив}$$

де $\eta_{\text{прив}}$ – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу

$$\eta_{\text{прив}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta^n \cdot \eta^m$$

де η_1, η_2, η_3 – ККД механічних передач, що входять у привід;

η_m – ККД муфти;

n – кількість муфт у приводі;

$\eta_{\text{пш}}$ – ККД пари підшипників; m – кількість пар підшипників.

$$\eta_{\text{прив}} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,94$$

$$P_{\text{дв. роз}} = 6,3 / 0,94 = 6,7 \text{ кВт}$$

4.2.2.2 Перевірний розрахунок підшипників кочення букси [19, 20]

Під час цих розрахунків будемо використовувати наступні вихідні дані:

$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання валу;

$L' = 20000$ годин - необхідний ресурс при ймовірності безвідмовної роботи 90%;

$d = 45 \text{ мм}$ – діаметр посадкової поверхні валу;

$F_{r1\text{max}} = 9820 \text{ Н}$, $F_{r2\text{max}} = 8040 \text{ Н}$, $F_{A\text{max}} = 3210 \text{ Н}$ - максимально тривало діючі сили;

$t = 45 \text{ С}$ – очікуєма температура роботи;

III (середній нормальний) – режим навантаження.

Можливі короткочасні перевантаження до 150% нормального навантаження.

Умови експлуатації підшипника – звичайні.

За довідковими джерелами [19] визначаємо, що для типового режиму навантаження III, що коефіцієнт еквівалентності буду дорівнювати $K_e = 0,56$.

Розрахуємо еквівалентні навантаження:

$$F_{r1} = K_e F_{r1max}$$

$$F_{r1} = 0,56 \cdot 9820 = 5499 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = K_e F_{r2max}$$

$$F_{r2} = 0,56 \cdot 8040 = 4502 \text{ Н}$$

$$F_A = K_e F_{Amax}$$

$$F_A = 0,56 \cdot 3210 = 1798 \text{ Н}$$

Попередньо обираємо підшипники серії 7209А

Для обраних підшипників з табл. 24.16 [10] знаходимо:

$$C_R = 62700 \text{ Н}$$

$$e = 0,4$$

$$Y = 1,5$$

Визначимо мінімально необхідні для нормальної роботи підшипників осьові сили

$$F_{a1min} = 0,83 e F_{r1}$$

$$F_{a1min} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 5499 = 1826 \text{ Н}$$

$$F_{a2min} = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2}$$

$$F_{a1min} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 4502 = 1495 \text{ Н}$$

Знайдемо осьові сили, що навантажують підшипник у відповідності із наведеною розрахунковою схемою на рис. 4.8.

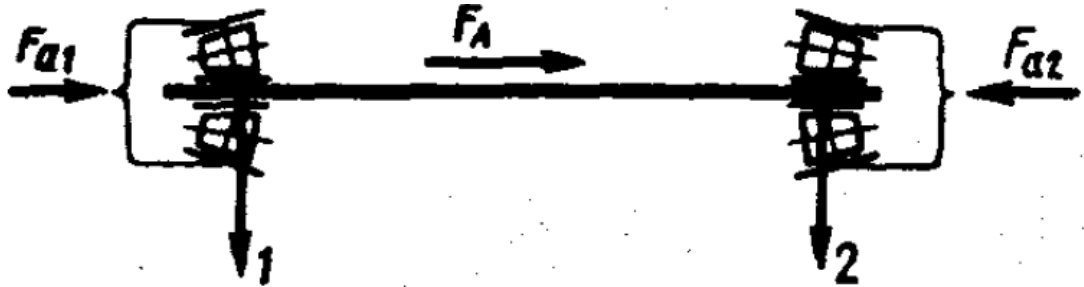


Рисунок 4.8 – Розрахункова схема сил, що діють на підшипники

Так як $F_{a1min} > F_{a2min}$ та $F_A \geq 0$

То по табл. 7.2 [19] визначимо, що

$$F_{a1} = F_{a1min} = 1826 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + F_A$$

$$F_{a2} = 1826 + 1798 = 3624 \text{ Н}$$

Тоді знайдемо розрахункове співвідношення

$$F_{a1} / (V F_{r1}) = 1826 / (1 5499) = 0,33$$

Що є меншим за $e = 0,4$ ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця). Тоді для опори 1 маємо наступні значення осьових сил

$$X = 1 \quad Y = 0$$

Знайдемо розрахункове співвідношення

$$F_{a2} / (V F_{r2}) = 3624 / (1 4502) = 0,805$$

Що є більшим за $e = 0,4$ ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця). Тоді для опори 2 маємо наступні значення осьових сил

$$X = 0,4 \quad Y = 1,5$$

Визначимо еквівалентну динамічну радіальне навантаження для підшипників при $K_{\delta} = 1,4$ та $K_T = 1$ в опорах 1 та 2

$$P_{r1} = F_{r1} K_{\delta} K_T$$

$$P_{r1} = 5499 \cdot 1,4 \cdot 1 = 7699 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = (V X F_{r1} + Y F_{a2}) K_{\delta} K_T$$

$$P_{r2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 4502 + 1,5 \cdot 3624) \cdot 1,4 \cdot 1 = 10132 \text{ Н}$$

Для підшипників більш навантаженої опори 2 знаходимо розрахунковий скоректований ресурс при $a_1 = 1$ (ймовірність безвідмовної роботи 90%), $a_{23} = 0,6$ (звичайні умови застосування), та $k = 10/3 = 3,33$

$$L_{10ah} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \frac{10^6}{60 n}$$

$$L_{10ah} = 1 \cdot 0,6 \left(\frac{62700}{10132} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 2000} = 21622 \text{ ч}$$

Оскільки розрахунковий ресурс більший за потрібний: $L_{10ah} < L'$ ($21622 < 20000$), то попередньо вибраний підшипник 7209А придатний. При необхідному ресурсі надійність трохи вища за 90 %.

4.2.2.3 Розрахунок болтового з'єднання

Зробимо розрахунок різьблення болта на зминання і зріз.

Умова міцності витків різьблення при навантаженні зминанням [19, 20]:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [\sigma]_{см},$$

де F – навантаження, що передається болтом, Н;

d_2 – середній діаметр різьблення, м;

H_1 – робоча висота витків, м;

z – кількість витків у гайці.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{650}{3,14 \cdot 7,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,68 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 5,3 \text{ МПа} < 6 \text{ МПа}$$

Умова міцності витків на зріз

для гвинта

$$\tau_{\text{ср.в}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{0,8 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot P \cdot z} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

де d_1 - Внутрішній діаметр різьблення, м;

P – крок різьби.

$$\tau_{\text{ср.в}} = \frac{650}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 3,8 \text{ МПа} < 40 \text{ МПа}$$

для гайки

$$\tau_{\text{ср.г}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{0,8 \cdot \pi \cdot d \cdot P \cdot z} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

де d - зовнішній діаметр різьби, м.

$$\tau_{\text{ср.в}} = \frac{650}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 9,8 \text{ МПа} < 40 \text{ МПа}$$

Як видно з розрахунків умова на зминання та зріз виконується.

4.2.2.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

Зробимо розрахунок шпонкового з'єднання. Основним розрахунком з'єднання призматичною шпонкою є розрахунок умови обмеження напруги зминання [19, 20].

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_a}{A_{\text{см}}} = \frac{F_a}{(h - t_1) \cdot l_0} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

де h - Висота шпонки, м;

t_1 - Глибина паза на валу, м;

l_0 - Робоча довжина шпонки, м.м.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{650}{(5 - 3) \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 10,8 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Тобто умова на зминання виконується.

5 ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ

5.1 Інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі [21]

З метою забезпечення стійкості роботи об'єктів і галузей народного господарства розроблені Норми проектування інженерно-технічних заходів цивільної оборони, які сприяють рішенню всіх основних задач цивільної оборони, спрямованих:

- на забезпечення захисту населення, робітників та службовців;
- на зниження можливих руйнувань і втрат у надзвичайних умовах;
- на підвищення стійкості роботи об'єктів і галузей народного господарства в надзвичайних умовах;
- на створення умов, що сприяють успішному проведенню рятувальних робіт в осередках ураження.

Вони поширюються на всі галузі народного господарства, на усі великі міста і важливі об'єкти, розташовані в містах і поза ними, а також сусідню до них територію, на якій можливе руйнування промислових споруджень і ураження людей.

Нові об'єкти народного господарства повинні будуватися з урахуванням вимог, виконання яких сприяє підвищенню стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі. Основні з них такі:

1. Будинки і спорудження на об'єкті необхідно розміщати розосереджено. Відстань між будинками повинні забезпечувати протипожежні розриви. При наявності таких розривів виключається можливість переносу вогню з одного будинку на інші, навіть якщо гасіння пожежі не відбувається. Будинки адміністративно-господарського й обслуговуючого призначення повинні розташовуватися окремо від основних цехів.

2. Найбільш важливі виробничі спорудження варто будувати заглибленими чи зниженої висотності, прямокутної форми в плані. Це зменшує парусність

будинків і збільшує опірність їх ударній хвилі від вибуху. Хорошою стійкістю до впливу ударної хвилі володіють залізобетонні будинки з металевими каркасами в бетонній опалубці. Для підвищення стійкості до світлового випромінювання в споруджуваних будинках і спорудженнях повинні застосовуватися вогнестійкі конструкції, а також вогнезахистна обробка спалених елементів будинку. У кам'яних будинках перекриття повинні бути виготовлені з армованого бетону або виконані з бетонних плит. Великі за розмірами будинки повинні розділятися на секції неспаленими стінами. У ряді випадків при проектуванні й будівництві промислових будинків і споруджень повинна бути передбачена можливість герметизації приміщень від проникнення пилу. Це особливо важливо для підприємств харчової промисловості й продовольчих складів.

3. У складських приміщеннях повинна бути мінімальна кількість вікон і дверей. Складські приміщення для збереження легкозаймистих речовин (бензин, газ, нафта, мазут тощо) повинні розміщатися в окремих блоках заглибленого чи напівзаглибленого типу в межі території об'єкта або за її межами.

4. Деякі унікальні види технологічного устаткування доцільно розміщати в найбільш міцних спорудженнях (підвалах, підземних спорудженнях) чи в будинках з легких неспалимих конструкцій павільйонного типу, під навісами або відкрито. Це обумовлюється тим, що в багатьох випадках устаткування може витримати набагато більше надлишкового тиску ударної хвилі, ніж будинки, у яких воно знаходиться, а при руйнуванні будинків у результаті падіння конструкцій встановлене в них устаткування буде виходити з ладу.

5. На підприємствах, що виробляють чи споживають сильнодіючі отруйні та вибухонебезпечні речовини, при будівництві або реконструкції необхідно передбачати захист ємностей і комунікацій від руйнування ударною хвилею, конструкціями, що обрушуються, а також міри, що виключають розлив отруйних речовин і вибухонебезпечних рідин.

6. Душові приміщення необхідно проектувати з урахуванням використання їх

для санітарної обробки людей, а місця для мийки машин – з урахуванням використання їх для знезаражування автотранспорту.

7. Дороги на території об'єкта повинні бути з твердим покриттям, забезпечувати зручне і найкоротше сполучення між виробничими будинками, спорудженнями і складами; в'їздів на територію об'єкта повинне бути не менш двох із різних напрямків. Внутрішньозаводські залізничні колії повинні забезпечувати найбільш просту схему руху, займати мінімальну площу території об'єкта і мати обгінні ділянки. Уведення залізничних ліній у цехи повинні бути тупикові.

8. Системи побутової і виробничої каналізації повинні мати не менш двох випусків у міські каналізаційні мережі й пристрої для аварійних скидань у підготовлені місця (котловани, яри, траншеї тощо).

Оцінка стійкості основних елементів інженерно-технічного комплексу, від яких залежить робота господарського об'єкта, полягає у визначенні виду можливого руйнування кожного з основних елементів інженерно-технічного комплексу та у виявленні нестійких елементів. При оцінці ефективності захисту робітників і службовців у разі сильного вибуху визначають можливу кількість уражених і вид травм людей на території господарського об'єкта. Оцінка стійкості систем управління і постачання (електроенергією, газом, водою, сировиною, комплектуючими виробами тощо) полягає у визначенні ступеня їх порушення в разі вибуху. Крім того, оцінюють ступінь підготовленості господарського об'єкта до відновних робіт. Висновок про стійкість господарського об'єкта в цілому складають після аналізу отриманих результатів. Якщо всі основні елементи інженерно-технічного комплексу і систем господарського об'єкта виявляться стійкими і за прогнозом не буде великої кількості уражених робітників і службовців, то робота господарського об'єкта вважається стійкою в разі вибуху. Якщо хоча б один основний елемент інженерно-технічного комплексу або система господарського об'єкта виявляться за прогнозом нестійкими, робота об'єкта в цілому визнається нестійкою. Аналогічний висновок робиться, якщо в разі вибуху можливі загибель або великі втрати робочих і службовців.

ВИСНОВКИ

Під час виконання дипломного проєкту в його першому загально технічному розділі були розглянуті призначення, загальна будова підвіски, а також вимоги до підвісок автомобілів. Також були проаналізовані основні кінематичні схеми та розглянуті ознаки класифікації підвісок, пристрій та принцип роботи підвіски, а також переваги та недоліки різних типів підвісок. Було приділено особливу увагу поняттю «пружна характеристика підвіски» та представлені способи забезпечення сталості статичного прогину. В даному розділі було розглянуто пристрій та принцип роботи підвіски автомобіля прототипу УАЗ 3909 та наведені основні його характеристики.

В другому аналітичному розділі були більш ретельно розглянуті та проаналізовані направляючі елементи підвіски, пружні елементи підвіски, демпфуючі елементи підвіски, а також конструктивні схеми задньої підвіски. Велику увагу було приділено інноваційним підходам, технологіям що використовуються в конструкції сучасних підвісок автомобіля.

У третьому розділі дипломного проєкту було розглянуто різні способи проведення діагностики та випробування підвіски автомобіля. На підставі отриманої інформації про різні способи проведення діагностики та випробування підвіски автомобіля було розроблено стенд для діагностики технічного стану його підвіски.

В четвертому конструкторському розділі дипломного проєкту була побудована пружна характеристика підвіски. Також в даному розділі було проведено розрахунок ресори на міцність, розрахунок параметрів амортизатора, розрахунок на міцність поздовжньої балки рами та розрахунок заклепувального з'єднання. Також в даному розділі представлено стенд для діагностики технічного стану підвіски автомобіля та проведено розрахунки його елементів і деталей конструкції.

В п'ятому розділі розглянуті заходи безпеки цивільного захисту, а саме інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості виробничих об'єктів до впливу ударної хвилі.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета, М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Учебник для вузов. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
3. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Подвеска. / Под ред. Гришкевича А.И. – Минск: Высшая школа, 1985.–240 с.
4. Михайловский Е.В., Тур Е.Я. Устройство автомобиля. – М.: Высш. шк., 1985. – 286с.
5. УАЗ - 3909, -39094, -39095. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. – К.: Третий рим, 2007. – 144 с.
6. <https://quto.ru/lcv/uaz/3909/i/van4d/27mt/property>
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
8. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
9. <https://www.drive2.ru/b/2157358/>
10. <https://dzen.ru/a/YIfchZjw9VVkbK6o>
11. <https://autoreview.ru/articles/pervaya-vstrecha-po-gamburgskomu-schetu>
12. <https://www.linkedin.com/pulse/automotive-push-rods-global-market-witness-growth-2432-aditya-bhavsar>
13. <https://3dtoday.ru/blogs/topsystems/proektirovanie-elementov-podveski-sportivnogo-avtomobilya-subaru-impieza-wrx-gh-v-srede-t-flex-cad>
14. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
15. Радчик А.С., Буртковский И.И. Пружины и рессоры. «Техника», 1973. – 120 с.

16. Біліченко В. В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів . - Вінниця: ВИТУ, 2012. - 118 с.
17. Цымбалин В.Б. Испытание автомобилей.–М.: Машиностроение, 1978.-199с.
18. Лаптев С.А. Дорожные испытания автомобилей.– М.:Машгиз, 1962.–316 с.
19. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин.– М.: Высш. шк., 1984. – 336с.
20. Скойбеда А. Т. Детали машин и основы конструирования: учебник 2-е изд., перераб. – Мн.: Выш. шк., 2006. – 560 с.
21. Шоботов В. М. Цивільна оборона: Навчальний посібник: Вид. 2-ге, перероб. - К.: Центр навчальної літератури, 2006. - 438 с.