

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «Дослідження експлуатаційних характеристик підвіски
транспортного засобу шляхом зміни її параметрів»

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Олег ЧОРНИЙ

(ім'я та прізвище)

Керівник: д.т.н., проф. Любомир КРАЙНИК
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

УДК 629.113.066.

Чорний О.І. Дослідження експлуатаційних характеристик підвіски транспортного засобу шляхом зміни її параметрів. Дубляни, Львівський НУП, 2024. 73 с.

Рисунок 19, табл. 3, бібл. посилань 35.

Метою роботи є – дослідження експлуатаційних характеристик підвіски транспортного засобу при зміні її параметрів.

Об'єкт дослідження – вантажний автомобіль.

Предмет дослідження – експлуатаційних характеристик підвіски транспортного засобу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести аналіз існуючих підвісок вантажних автомобілів, в частині їх конструкції та установки на автомобіль.
2. Провести огляд особливостей підвіски та її компонентів які впливають на характеристики підвіски.
3. Виконати розрахунки основних компонентів підвіски вантажного автомобіля.
4. Провести імітаційне моделювання роботи підвіски вантажного автомобіля після зміни параметрів підвіски з аналізом відповідності регламентованим вимогам.
5. Описати висновки про результати зміни параметрів підвіски з огляду на отримані показники.
6. Зробити техніко-економічне обґрунтування ефективності виконаної роботи.

Ключові слова: ПІДВІСКА, АВТОМОБІЛЬ, РЕСОРА, ВАНТАЖНИЙ, ДОСЛІДЖЕННЯ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	8
1.1 Особливості конструкцій підвісок вантажних автомобілів.....	8
1.2 Балансирна підвіска тривісних вантажних автомобілів.....	14
1.3 Опис ресор їх види, класифікація, принцип роботи, переваги та недоліки.....	20
1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.....	23
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ МАЛОГО ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ПІСЛЯ ЗАМІНИ ДВИГУНА....	24
2.1 Опис прийнятої конструкції задньої підвіски автомобіля.....	24
2.2 Розрахунок основних конструктивних розмірів та параметрів півеліптичної листової ресори	25
2.3 Розрахунок напрямного пристрою балансирної підвіски	30
3 МЕТОДИКИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ.....	33
3.1 Параметри ресорної підвіски вантажного автомобіля, які визначаються при випробуванні підвіски.....	33
3.2 Методика дослідження параметрів амортизаторів вантажного автомобіля.....	36
3.3 Методика та обладнання для дослідження параметрів ресори вантажного автомобіля	38

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	42
4.1 Дослідження параметрів задньої ресори вантажного автомобіля КраЗ-260 з допомогою програми Ansys Mechanical.....	42
4.2 Результати досліджень параметрів ресори, отримані з допомогою програмного забезпечення Ansys Mechanical.....	45
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	52
5.1 Можливі небезпеки та їх профілактика при обслуговуванні задньої підвіски.	52
5.2 Захист від ураження електричним струмом.....	57
6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЗАДНЬОЇ ПІДВІСКИ ПОВНОПРИВОДНОГО АВТОМОБІЛЯ	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70

ВСТУП

Ефективність і надійність вантажного автомобіля значною мірою залежать від конструктивних характеристик його підвіски, яка забезпечує оптимальну взаємодію транспортного засобу з дорожнім покриттям. В умовах підвищених навантажень, характерних для експлуатації вантажних автомобілів, підвіска відіграє вирішальну роль у забезпеченні стійкості, керованості, комфорту та збереження вантажу.

Особливістю підвіски вантажного автомобіля є необхідність адаптації до широкого діапазону експлуатаційних умов, таких як різні типи доріг, навантаження та швидкості руху. Це вимагає ретельного вибору параметрів пружних і демпфуючих елементів, які повинні забезпечувати надійність конструкції, ефективно поглинання вібрацій і зменшення динамічних навантажень на шасі. Дослідження впливу параметрів підвіски на експлуатаційні характеристики вантажного автомобіля є актуальним завданням, оскільки це дозволяє вдосконалити її конструкцію та підвищити загальну ефективність транспортного засобу. Завдяки використанню сучасних методів комп'ютерного моделювання та експериментальних підходів, стає можливим глибокий аналіз динаміки роботи підвіски в різних умовах експлуатації та визначення оптимальних налаштувань для забезпечення балансу між комфортом і функціональністю.

Метою дослідження є вивчення впливу змін параметрів підвіски на експлуатаційні характеристики вантажного автомобіля для забезпечення підвищеної стійкості, безпеки та комфорту під час перевезення вантажів. Результати роботи сприятимуть розвитку галузі автомобілебудування, надаючи можливості створення більш ефективних і надійних транспортних засобів для вантажних перевезень.

1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ. ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1.1. Особливості конструкцій підвісок вантажних автомобілів

У конструкції більшості вантажних автомобілів, причепів і автобусів використовуються залежні підвіски з поздовжніми напівеліптичними листовими ресорами. У задній підвісці вантажних автомобілів і автобусів, де навантаження на міст може суттєво змінюватися залежно від ваги вантажу або кількості пасажирів, поряд з основною ресорою встановлюється додаткова, яка називається підресорником. Основна ресора кріпиться середньою частиною до балки моста за допомогою спеціальних хомутів, які називаються драбинами, а її кінці фіксуються до рами автомобіля через спеціальні кронштейни. Оскільки при прогині ресори її довжина змінюється, один із кінців повинен мати можливість переміщуватися вздовж рами. Для цього використовуються кронштейни з хитною поперечиною, ковзними або еластичними опорами. (Рис. 1.1)[1].

Підресорник має меншу кількість листів порівняно з основною ресорою. Його середня частина закріплюється на балці моста, зазвичай зверху основної ресори, при цьому кінці підресорника не з'єднуються з рамою. На рамі, у зоні розташування плоских кінців підресорника, встановлюються опорні кронштейни. У ненавантаженому стані автомобіля функціонує лише основна ресора. За певного рівня навантаження прогин основної ресори спричиняє контакт кінців підресорника з кронштейнами, що забезпечує їх спільну роботу. У результаті сумарна жорсткість підвіски збільшується.

Поздовжня ресора є одним із найдавніших варіантів підвіски, у якому балка моста підвішується на двох поздовжньо орієнтованих ресорах. Залежно від конструкції, міст може бути як ведучим, так і неведучим, а його розташування варіюється — над ресорою (переважно в легкових автомобілях)

або під нею (у вантажівках, автобусах і позашляховиках). Кріплення моста до ресори зазвичай здійснюється за допомогою металевих хомутів, розташованих поблизу середини ресори з невеликим зміщенням уперед.

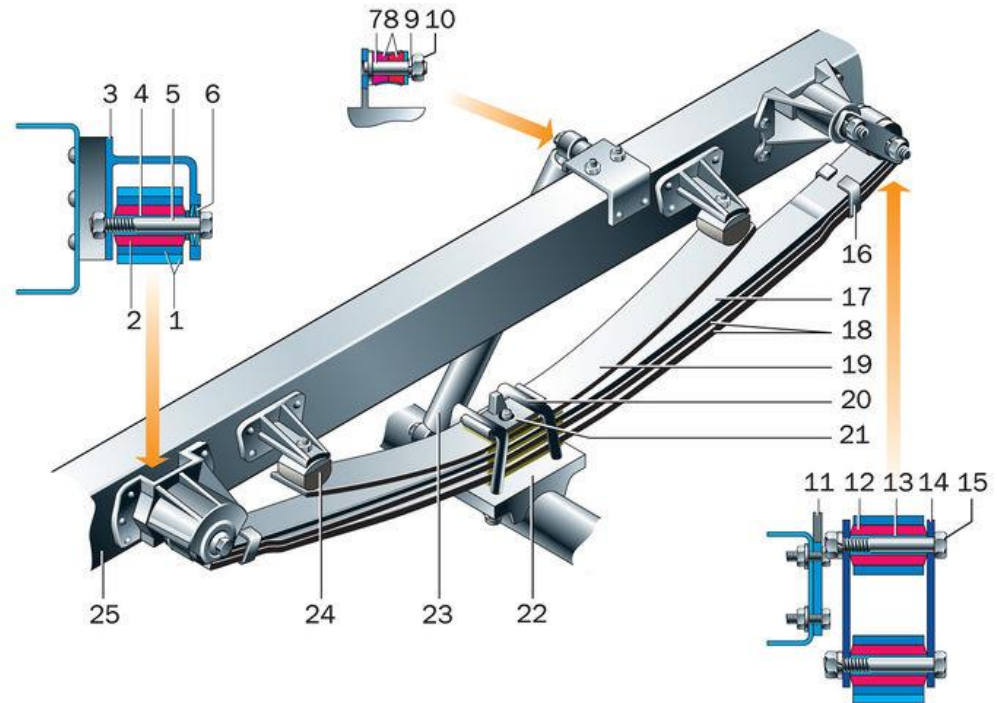


Рисунок 1.1. Ресорна підвіска вантажного автомобіля

1-вушко ресори; 2-гумова втулки; 3-кронштейн; 4-втулка; 5-болт; 6-шайба; 7-палець; 8-гумові втулки; 9-пружинні шайби; 10-гайка; 11-кронштейн; 12-гумова втулка; 13-втулка; 14- пластина поперечини; 15-болт; 16-хомут; 17-корінний лист; 18-листи ресори; 19-додаткова ресора; 20-стремянка; 21-накладка; 22-задній міст; 23-амортизатор; 24- гумова подушка; 25- лонжерон рами.

Класична ресора являє собою пакет пружних металевих листів, які з'єднані між собою хомутами. Лист, що має вушка для кріплення ресори, називається корінним і зазвичай є найтовстішим. У сучасному автомобілебудуванні відзначається тенденція переходу до малолистових або однолистових ресор, для виготовлення яких іноді застосовуються неметалеві композитні матеріали, такі як вуглепластики. Однак багатолистові ресори

також мають переваги. Перша з них полягає в тому, що міжлистова тертя забезпечує ефект гасіння коливань, завдяки чому ресора виконує функцію простого фрикційного амортизатора. Друга перевага — це прогресивна характеристика жорсткості, що означає її поступове збільшення зі зростанням навантаження. Цей ефект досягається завдяки тому, що жорсткість окремих листів підвищується зі зменшенням їхньої довжини: при малих навантаженнях деформуються тільки довгі та гнучкі листи, забезпечуючи м'якість ходу, а за умов високих навантажень у роботу вступають короткі та жорсткі листи, підвищуючи жорсткість ресори й дозволяючи їй витримувати значні зусилля. Така характеристика аналогічна роботі пружин прогресивної дії зі змінним кроком навивання, які останнім часом почали широко застосовуватися в автомобілебудуванні.

Ресори в залежності від форми можуть бути чверть-, напів-, тричверть- та повністю еліптичними. Еліптичні ресори, що мають форму, близьку до еліпса, використовувалися в підвісці кінних екіпажів і ранніх автомобілів, забезпечуючи високу м'якість і плавність ходу. Їхніми недоліками є технологічна складність, мала міцність і висока чутливість до сил, що спричиняють значне відведення моста та порушення керованості. Тричверть-еліптичні ресори, які мають форму трьох чвертей еліпса, також застосовувалися на екіпажах і ранніх автомобілях, але до 1920-х років вийшли з ужитку через ті самі недоліки. Найпоширенішими є напівеліптичні ресори, що мають форму напівеліпса. Вони являють собою компроміс між комфортом, компактністю і технологічністю, що робить їх найпрактичнішим рішенням для сучасних підвісок.

Чвертьеліптична ресора, яка конструктивно являє собою половину напівеліптичної, характеризується високою жорсткістю та використовувалася переважно в незалежних підвісках, а іноді — в залежних конструкціях, наприклад, на автомобілі ГАЗ-67, де в передній підвісці встановлювалися чотири ресори: по дві на кожному борту над і під балкою ведучого моста.

Поздовжні ресори в такій підвісці виконують роль елемента, що сприймає навантаження у всіх напрямках — вертикальному, бічному та поздовжньому, а також гальмівні й реактивні моменти. Це дозволяє виключити з конструкції додаткові елементи, такі як важелі, реактивні тяги та розтяжки, забезпечуючи простоту й відносну дешевизну конструкції, хоча виробництво ресор потребує ретельно налагодженої технології.

Завдяки опорі ресори на раму або кузов у двох широко рознесених точках, підвіска зменшує напруги, які виникають у задній частині рами або кузова під великим навантаженням. Це забезпечує високу надійність конструкції на поганих дорогах і збільшує вантажопідйомність. Жорсткість такої підвіски легко варіюється шляхом підбору листів різної довжини й товщини. До кінця 1970-х років поздовжні напівеліптичні листові ресори широко використовувалися в залежній задній підвісці легкових автомобілів через простоту, дешевизну й довговічність. Довгі малолистові ресори забезпечували високу плавність ходу, що робило їх популярними на великих комфортабельних автомобілях. У вантажних автомобілях поздовжні ресори тривалий час залишалися основним типом пружних елементів і досі активно застосовуються.

Однак у сучасних легкових автомобілях традиційні поздовжні ресори практично не використовуються. Вони виявилися надмірно чутливими до поздовжніх і бічних сил, що може викликати непередбачувані зміщення моста під час роботи підвіски, наприклад, на поворотах. Такі зсуви, хоча й незначні, погіршують керуваність автомобіля на високих швидкостях. Довгі ресори зі зниженою жорсткістю, які забезпечують більшу плавність ходу, ще більше посилюють ці небажані явища. Крім того, при розгоні поздовжні ресори можуть деформуватися S-подібно, що спричиняє поворот моста навколо його осі й підвищує згинальні напруги в точках кріплення ресори.

Частково вирішити проблему поведінки ресорної підвіски можна шляхом збільшення ширини ресор, зміщення точки кріплення моста, використання коротких жорсткіших листів біля переднього кріплення ресори, а також додавання розтяжок і реактивних тяг. Однак найбільш ефективною є залежна підвіска з жорстко заданою геометрією, наприклад, п'ятиважільна з використанням тяги Панара або механізму Уатта. Вона усуває непередбачуваність поведінки жорсткого моста, характерну для класичної ресорної підвіски. Проте впровадження таких жорстких напрямних елементів у ресорну підвіску позбавляє її основних переваг — простоти й відносної дешевизни, а також робить конструкцію громіздкою. Через це для таких підвісок частіше використовують інші типи пружних елементів, які сприймають тільки вертикальні зусилля, як-от пружини, торсіонні стрижні або пневмобалони.



Рисунок 1.2 Пневматична підвіска автобуса

У сучасних легкових автомобілях ресори застосовуються дуже рідко. Наприклад, у моделях Chevrolet Corvette або деяких Volvo вони використовуються виключно як пружний елемент, тоді як геометрію підвіски формують важелі, аналогічні тим, що застосовуються в пружинних підвісках.

Класичні ресорні підвіски, де ресора одночасно виконує функції пружного та напрямного елемента, зараз зустрічаються переважно на консервативних позашляховиках і вантажівках. У деяких випадках вони поєднуються з додатковими пружними елементами, наприклад, пневмобалонами, як у автобусах «Богдан» або деяких американських пікапах. (Рис. 1.2)[1].

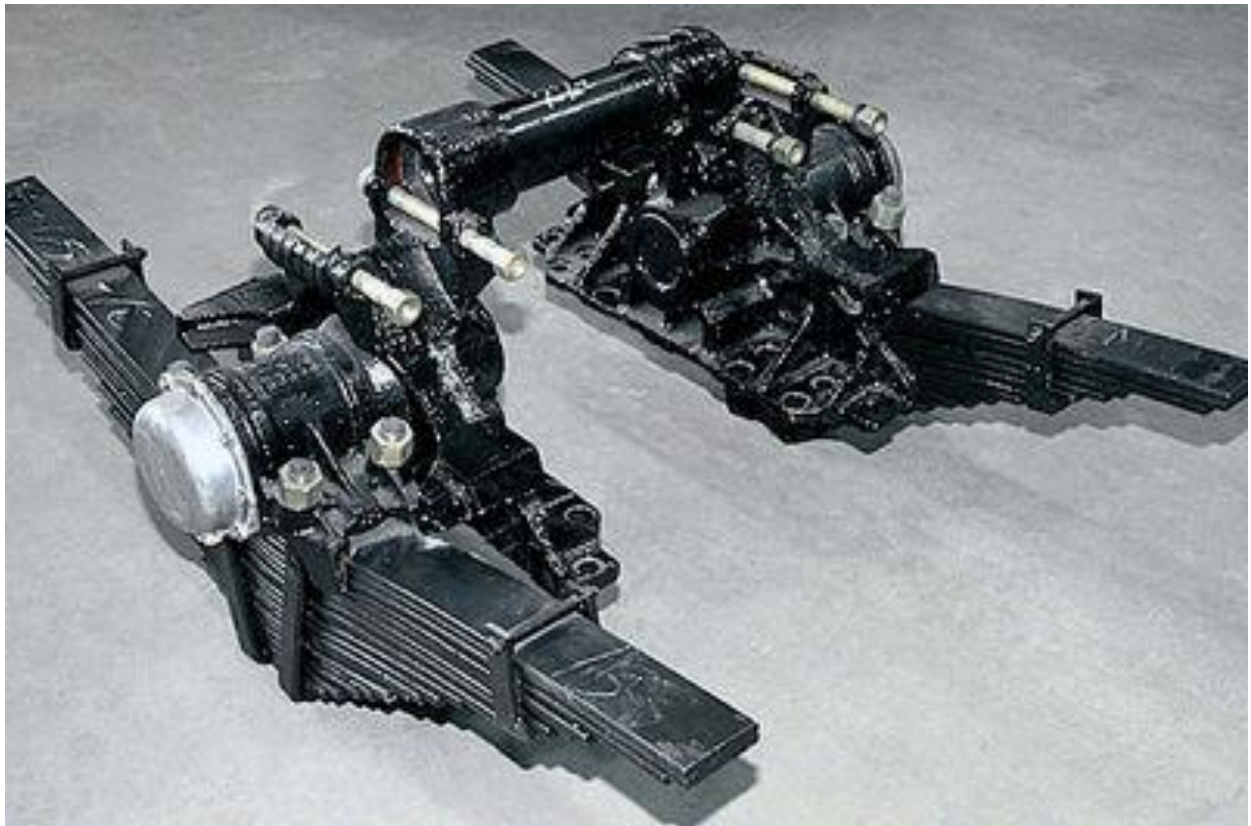


Рисунок 1.3. Балансирна підвіска

У сучасних вантажних автомобілях, причепах, напівпричепах і автобусах широко застосовується пневматична підвіска. Вона легша за ресорну, забезпечує кращу плавність ходу та дозволяє регулювати відстань між вантажною платформою або підлогою кузова і дорожньою поверхнею. Це особливо важливо для вантажівок, оскільки спрощує процес навантаження і розвантаження біля пандусів або складських приміщень. Деякі моделі оснащені пультами управління, що дозволяють регулювати висоту платформи, коли водій перебуває поза автомобілем. У автобусах пневмопідвіска підтримує стабільний рівень підлоги незалежно від кількості пасажирів, що

підвищує комфорт і безпеку під час посадки та висадки. Деякі конструкції пневматичних підвісок автобусів дозволяють додатково знижувати рівень підлоги на зупинках.

Основним елементом пневмопідвіски є пневмобалон. Цей компонент, виготовлений із зносостійкого композитного поліуретану, був розроблений компанією AIR LIFT у середині ХХ століття і зараз використовується на багатьох сучасних автомобілях, зокрема Audi, Mercedes-Benz, BMW і Porsche. Пневмобалон вставляється в пружину підвіски і забезпечує її безпосередній контакт із витками завдяки своїй міцності.

У багатовісних вантажних автомобілях, причепах або напівпричепах, де мости розташовані близько один до одного, використовується балансірна підвіска. У таких системах мости гойдаються на балансірних важелях, з'єднаних із ресорами. Ресори приймають тільки вагу автомобіля, тоді як тягові та гальмівні сили, а також реактивні моменти передаються через штовхачі та реактивні тяги. Мости опираються на кінці спільних ресор, а середня частина ресор закріплюється на маточинах, які можуть обертатися навколо осі балансиру, закріпленого на рамі (Рис. 1.3)[1].

1.2. Балансірна підвіска тривісних вантажних автомобілів

Якщо автомобіль обладнаний двома задніми ведучими мостами, підвішувати їх на окремих звичайних ресорах не допускається. При русі нерівностями або переїзді через канави навантаження може зосереджуватися на одному мосту, створюючи надмірний тиск на його ресори, що може призвести до їх пошкодження. Щоб уникнути цього, необхідно забезпечити рівномірний розподіл навантаження між мостами за будь-яких умов. Це досягається використанням балансірної підвіски на двох поздовжніх напівеліптичних ресорах. У такій підвісці застосовується візок, встановлений на осі, яка кріпиться до рами автомобіля. Ресори, діючи як рівноплечі важелі, забезпечують рівномірний розподіл навантаження відповідно до закону

важеля: при наїзді одного моста чи колеса на перешкоду навантаження розподіляється між обома мостами. При прогині ресор їхні кінці вільно ковзають у відповідних опорах.

Конструкція балансірної підвіски включає кронштейни, закріплені на лонжеронах рами, в яких розташовані осі балансірів, закриті кришками. Башмак ресори, змонтований на осі, обертається у втулці. Ресора фіксується на балансірі за допомогою стрем'янок, а її кінці вільно входять у кронштейни, які закріплені на кожусі середнього і заднього мостів. Ці кронштейни з'єднані опорними пальцями. На мостах також встановлені кронштейни для кріплення нижніх реактивних штанг, які передають штовхальні зусилля. Інші кінці штанг шарнірно з'єднані з кронштейнами на лонжеронах рами за допомогою кульових пальців. Реактивні моменти передаються на раму через дві верхні реактивні штанги. Для обмеження підйому мостів і пом'якшення ударів встановлюються буфери на лонжеронах. Кронштейни балансірного пристрою з'єднані між собою стяжкою.

Башмак ресори має кришку з отвором для заливки мастила, а сальники та ущільнювальні кільця запобігають його витіканню. Гумові манжети захищають вузол від забруднень. Реактивна штанга з обох кінців має головки з кульовими пальцями, які вставляються у вкладиші. Головки закриваються кришками з прокладками, а шарніри змащуються через маслянку. Для утримання мастила використовуються сальники, а шарніри виконані з функцією самопідтягування.(Рис. 1.4) [2]

Плавність руху автомобіля значною мірою забезпечується роботою ресор, які сприймають удари від нерівностей дороги та частково їх гасять. Основним недоліком ресор є тривалий період згасання коливань після удару. Для прискорення цього процесу використовуються гідравлічні телескопічні амортизатори двосторонньої дії. Вони встановлюються як на передніх, так і на задніх мостах, або лише на передній осі.

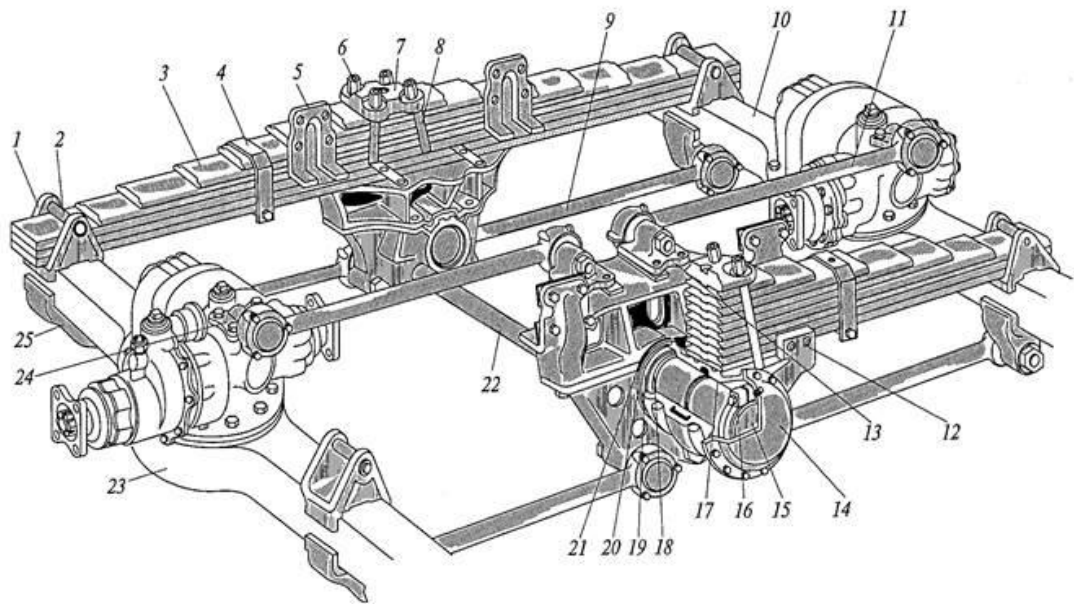


Рисунок 1.4 Задня балансна підвіска автомобіля:

1 - кронштейн установки ресори середнього моста; 2 - палець опори задньої ресори; 3 - задня ресора; 4 - хомут; 5 - лівий кронштейн задньої підвіски; 6 - гайка стрем'янки; 7 - накладка ресори; 8 – стрем'янка ресори; 9, 11 - реактивні штанги; 10-задній міст; 12 – башмак ресори; 13 - кронштейн верхньої реактивної штанги; 14 - кришка осі балансира; 15 - заглушка; 16-стягнутий болт; 17- втулка черевика; 18 - опорне кільце башмака; 19 - сальник балансної підвіски; 20 - кільце; 21 - сальник; 22 - стяжка задньої підвіски; 23 - середній міст; 24 - кронштейн верхньої реактивної штанги; 25 - кронштейн нижньої реактивної штанги середнього моста.

Амортизатор складається з резервуара, всередині якого розташований робочий циліндр. У нижній частині циліндра встановлений корпус клапана стиснення, що включає обойму, тарілку, дросельний диск і диск клапана. Впускний клапан притискається пружиною. Шток амортизатора проходить через захисне кільце і ущільнюється манжетою та кільцем. На внутрішньому кінці штока зафіксований поршень, який має два ряди отворів, розділених буртиками. Один ряд прикритий дросельним диском, клапаном віддачі та шайбою, інший виконує функцію перепускного клапана, який прикривається

тарілкою, пружиною і обмежувальною пластиною. Поршень ущільнюється в циліндрі спеціальним кільцем.

Принцип роботи амортизатора базується на створенні опору рідини, що перетікає через клапани стиснення і віддачі. Ефективність його роботи суттєво впливає на комфортність руху автомобіля та довговічність його конструктивних елементів. Справний амортизатор повинен гасити коливання кузова після подолання нерівності за один-два цикли. Передні та задні амортизатори мають схожу конструкцію і принцип дії.

Для роботи використовується спеціальна рідина, якою повністю заповнюють робочий циліндр і частково резервуар. Обсяг рідини повинен бути строго визначеним, оскільки її нестача призводить до неправильної роботи амортизатора, а надлишок може викликати його пошкодження.

У спокійному стані поршень знаходиться в центральній частині циліндра, простір над і під ним повністю заповнений рідиною, а резервуар наповнений приблизно наполовину.

Під час наїзду колеса на перешкоду вісь разом із ресорою піднімається до рами, що призводить до підняття корпусу амортизатора через вушко. Унаслідок цього шток із поршнем опускаються, створюючи тиск на рідину. Під дією цього тиску відкривається перепускний клапан у поршні, і рідина частково перетікає в надпоршневий простір. Однак не вся рідина може перейти, оскільки частину об'єму займає шток, який вводиться ззовні. Через це відкривається клапан стиснення в корпусі, що дозволяє частині рідини перейти в резервуар.

При ході віддачі поршень амортизатора піднімається, витісняючи рідину в підпоршневий простір через клапан віддачі. Однак під поршнем стає недостатньо рідини, і виникає розрідження. Під дією цього розрідження відкривається клапан віддачі, стиснувши пружину, і рідина з резервуара компенсує її нестачу під поршнем. Ступінь відкриття клапанів стиснення та

віддачі залежить від швидкості переміщення поршня, а отже, від величини ударного навантаження на вісь автомобіля. Чим сильніший удар, тим більше відкриваються клапани, дозволяючи швидше перепустити рідину.

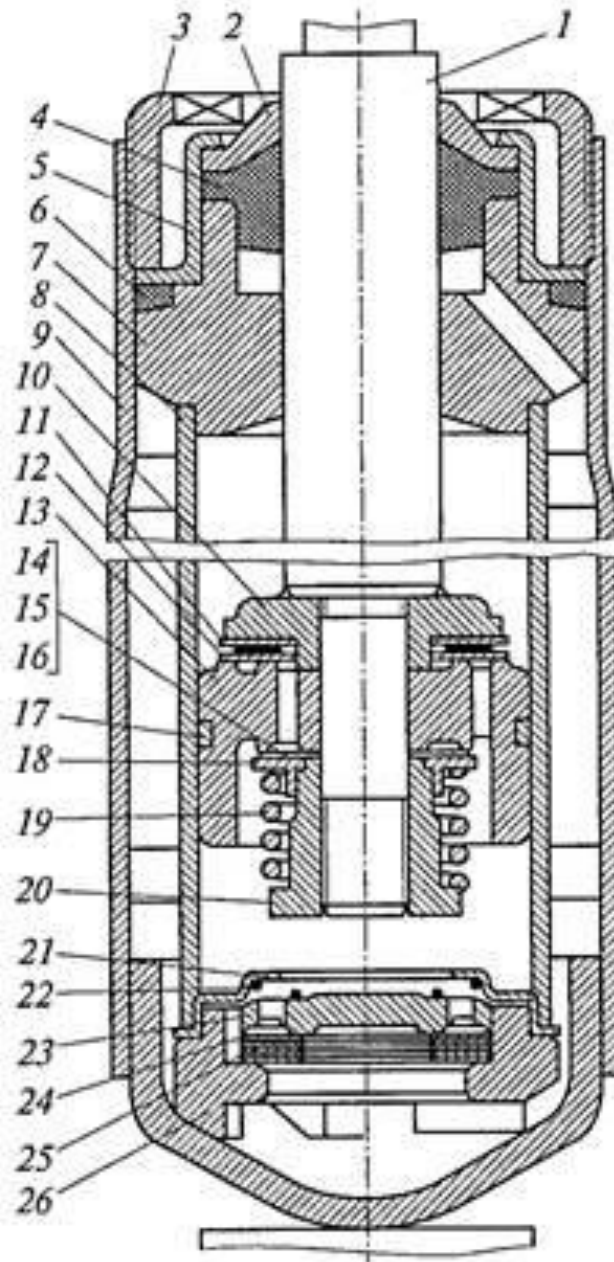


Рисунок 1.5 Амортизатор

1 – шток; 2- захисне кільце; 3 – гайка резервуару; 4 – манжета штоку; 5 - обійма манжети; 6 – ущільнювальне кільце; 7 – направляюча втулка штоку; 8 – циліндр; 9 – резервуар; 10 – запобіжна тарілка; 11 – пружина перепускного клапану; 12 – тарілка перепускного клапану; 13 – поршень; 14 – дросельний диск; 15 – диск клапану віддачі; 16 – шайба; 17 – кільце поршня; 18 – опорна

тарілка; 19 – пружина клапану віддачі; 20 – гайка; 21 – обійма клапану стиску; 22 – пружина впускного клапану; 23 – тарілка клапану стиску; 24 – дросельний диск; 25 – диск клапану стиску; 26 – корпус клапану стиску

Амортизатори двосторонньої дії, що застосовуються в підвісках, мають несиметричні характеристики, при яких сила опору під час стиснення зростає повільніше, ніж при віддачі. Різниця між цими параметрами може становити від 20 до 50%. Балансирні підвіски зазвичай використовуються на тривісних автомобілях з близько розташованими задніми мостами, а також на причепах і напівпричепах. Найпоширеніші схеми балансирних підвісок передбачають, що кожен міст має свою ресору, одну сторону якої кріплять до кронштейна рами, а іншу — до балансиру. Така конструкція застосовується на напівпричепах з великою відстанню між осями. В іншій схемі ресора закріплена на рамі за допомогою пальців, під нею шарнірно розташована балансирна балка, яка також з'єднана з мостами. У третій схемі вісь балансира жорстко з'єднана з віссю, і балансир вільно спирається на балки двох мостів. Ця схема є найбільш поширеною на вантажних автомобілях. (Рис 1.6)[3].

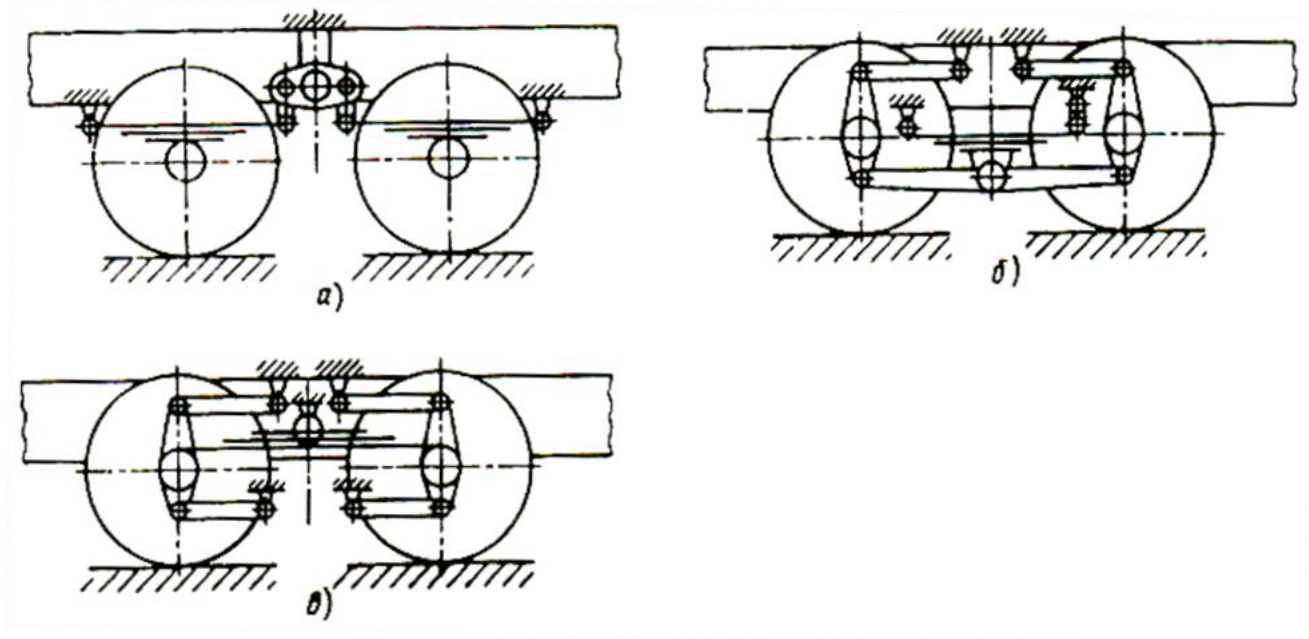


Рисунок 1.6. Схеми балансирних підвісок

1.3 Опис ресор їх види, класифікація, принцип роботи, переваги та недоліки.

Ресора є важливою частиною підвіски автомобіля, яка призначена для компенсації ударів, поштовхів і коливань, що виникають через нерівності на дорозі. Завдяки своїй конструкції вона забезпечує м'який хід і сприяє стабільності транспортного засобу при русі, підвищуючи комфорт водія та пасажирів. Існує кілька типів автомобільних ресор, серед яких можна виділити подвійні еліптичні, тричвертні, четвертні, поперечні та половинні ресори. Всі ці конструкції мають спільну мету — забезпечити стабільну і комфортну їзду автомобіля, адаптуючи його підвісну систему до умов дороги.

Зазвичай ресора виготовляється з листів спеціальної сталі, довжина яких може варіюватися в залежності від вимог до конкретного транспортного засобу. Листи з'єднуються за допомогою хомутів, що дозволяє створити пружний елемент, який ефективно поглинає вертикальні коливання. У вантажних автомобілях ресора найчастіше кріпиться безпосередньо над мостом, а її кінці з'єднуються з кузовом або рамою автомобіля за допомогою шарнірних з'єднань. Це дозволяє ефективно передавати навантаження від кузова на ходову частину транспортного засобу. Крім того, в деяких конструкціях листова ресора функціонує як пружна балка, що дає їй додаткову гнучкість і здатність до поглинання ударів.

Останнім часом спостерігається тенденція до більш широкого використання монолистових ресор, які відрізняються від традиційних багатолістових конструкцій. В таких ресорах амортизатори виконують основну роль у гашенні коливань кузова, що робить такі системи менш залежними від міжлистового тертя. Окрім того, імпортовані ресори, які часто використовуються в сучасних автомобілях, значно ефективніше гасять вертикальні коливання та можуть працювати без додаткових амортизаторів. Це дозволяє створювати більш компактні та легкі системи підвісок без втрати їх ефективності.

У сучасному автомобілебудуванні найбільш поширеним є листовий тип ресор, що складається з набору сталевих листів різної товщини та довжини. Вони з'єднуються хомутами і встановлюються на ходову частину транспортного засобу. Листовий тип ресор має кілька переваг, зокрема високі механічні характеристики, що дозволяють витримувати великі навантаження. Листи, як правило, виготовляються з високоякісної гартованої сталі, що забезпечує необхідну міцність та стійкість до зношування. Для підвищення пружності кожен лист може мати різний ступінь вигину, що забезпечує оптимальні характеристики підвіски.

Проте у легкових автомобілях ресорні підвіски застосовуються досить рідко. Однією з основних причин є те, що легкові автомобілі, як правило, призначені для руху на високих швидкостях, і до підвісної системи висуваються особливі вимоги щодо стабільності і керованості. Листовий тип ресор має властивість невеликого поздовжнього зміщення моста, до якого вони прикріплені, що може негативно позначатися на керованості транспортного засобу при високих швидкостях. Крім того, такі підвіски мають більшу масу, що також обмежує їх використання на легкових автомобілях, де кожен елемент підвіски повинен бути максимально легким і компактним.

Ресорна підвіска має ряд переваг перед іншими типами підвісок. Однією з основних переваг є простота конструкції, оскільки в ресорних підвісках відсутні важелі, реактивні штанги та інші складні елементи, які часто вимагають регулярного технічного обслуговування. Зокрема, у порівнянні з пружинними підвісками, де використовуються численні важелі і втулки, що часто вимагають заміни, ресорні підвіски є набагато більш надійними і потребують меншого обслуговування. Також важливим плюсом є компактність ресор, адже вони не виступають в багажник, що дозволяє використовувати їх в автомобілях з обмеженим простором.

Деякі автомобільні експерти відзначають, що ресорна підвіска може бути не такою жорсткою, як здається на перший погляд. При використанні

довгих ресор можна досягти досить м'якого ходу підвіски, що забезпечує комфортну їзду. Однак до недоліків ресорної підвіски можна віднести необхідність регулярного змащення і заміни пластикових прокладок між листами, що запобігає їх скрипу і зношуванню. Міжлистове тертя, яке виникає під час роботи ресори, також допомагає амортизаторам гасити коливання, що позитивно впливає на зниження рівня шуму та вібрацій. Проте, якщо амортизатори виходять з ладу, то їхнє відсутнє вплив на загальну ефективність підвіски може привести до погіршення комфорту при їзді.

Незважаючи на деякі недоліки, ресорні підвіски продовжують залишатися популярними, особливо в вантажних автомобілях і спеціалізованій техніці, де висока вантажопідйомність та надійність підвіски є важливішими за малі габарити та легкість. Останнім часом активно розробляються нові варіанти ресор, наприклад, малолистові і однолистові ресори, виготовлені з композитних матеріалів, що значно знижують рівень міжлистового тертя або позбавляють його повністю. Це дозволяє підвищити ефективність підвіски і зменшити потребу в технічному обслуговуванні, що сприяє популяризації таких конструкцій. Однак, через складність створення незалежної ресорної підвіски, її застосування в легкових автомобілях залишається обмеженим.

1.4 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи.

Автомобільна підвіска є однією з найважливіших складових транспортного засобу, яка забезпечує безпечний та комфортний рух шляхом пом'якшення впливу нерівностей дороги та забезпечення стабільності автомобіля. В умовах сучасного автомобілебудування зростають вимоги до адаптивності, надійності та довговічності підвісок, що обумовлює необхідність удосконалення її конструкції та параметрів. Зміна параметрів підвіски дозволяє досягти оптимального балансу між комфортом, керованістю і стійкістю транспортного засобу. Значення досліджень у цій галузі зростає через швидкий розвиток технологій, особливо у сфері електромобілів та

автономних транспортних засобів. Нові умови експлуатації, специфічні навантаження та вимоги до енергоефективності вимагають більш глибокого аналізу впливу параметрів підвіски на динамічні характеристики автомобіля. Оптимізація цих параметрів дає змогу мінімізувати зношування шин, зменшити навантаження на конструктивні елементи автомобіля, а також покращити економічні показники експлуатації.

Зміна параметрів підвіски, таких як жорсткість пружних елементів, амортизаційні характеристики, геометрія важелів і стабілізаторів поперечної стійкості, дозволяє адаптувати транспортний засіб до різних дорожніх умов, таких як міський рух, високошвидкісні магістралі або бездоріжжя. Крім того, розвиток адаптивних і активних підвісок відкриває нові перспективи для підвищення рівня безпеки та комфорту, що особливо важливо для преміальних і спеціалізованих автомобілів. Дослідження експлуатаційних характеристик підвіски передбачає проведення аналізу впливу її параметрів на динамічні характеристики автомобіля, а також моделювання процесів роботи підвіски за допомогою сучасних програмних засобів. Такі дослідження мають практичне значення, адже отримані результати можуть бути використані для розробки нових конструкцій підвісок, їх модернізації або вдосконалення існуючих моделей транспортних засобів.

Таким чином, дослідження впливу зміни параметрів підвіски на експлуатаційні характеристики транспортного засобу є актуальним і затребуваним напрямом, який сприяє вирішенню широкого кола завдань у сфері автомобілебудування, забезпечуючи підвищення рівня безпеки, комфорту та економічності транспортних засобів. Результати роботи можуть бути використані в процесі проектування нових автомобілів, оптимізації існуючих моделей, а також при розробці рекомендацій щодо модернізації транспортних засобів під специфічні умови експлуатації..

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ПОКАЗНИКИ МАЛО ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ПІСЛЯ ЗАМІНИ ДВИГУНА.

2.1. Опис прийнятої конструкції задньої підвіски автомобіля.

Задня підвіска автомобіля включає дві ресори, два балансири та шість реактивних штанг (Рис.2.1). Задні ресори складаються з набору листів, центрального болта та двох хомутів, які утримують ресори на місці. В середині ресори кріпляться до балансира за допомогою двох хомутів, а їхні кінці спираються на циліндричні поверхні спеціальних опор, які запобігають зносу шийок картера проміжного та заднього мостів.

Балансир виконує функцію шарнірного з'єднання ресори з рамою автомобіля. Він складається з кронштейна з віссю, безпосередньо балансира, елементів кріплення та ущільнення. Кронштейн із віссю кріпиться болтами до підрамників, приварених до лонжеронів рами. Балансир встановлюється на осі, що підтримується двома бронзовими втулками, і утримується від осьового переміщення гайкою, яка приварюється до осі. До балансира болтами прикріплюється кришка з заливною пробкою, що забезпечує об'єм для змащення тертьових поверхонь. Крім зазначених елементів кріплення, система включає стяжний болт, гайку та інші болтові з'єднання. Для ущільнення використовуються ущільнювальні кільця, сальники та інші деталі.

Реактивні штанги з'єднують проміжний та задній мости з рамою автомобіля, сприймають зусилля, що виникають від штовхаючих, реактивних та гальмівних моментів, і передають їх на раму. Проміжний та задній мости зв'язуються між собою шістьма реактивними штангами, що утворюють один візок. Кожен міст з'єднаний з підвіскою через дві нижні та одну верхню реактивну штангу. Реактивні штанги кріпляться до кронштейнів за допомогою кульових пальців.

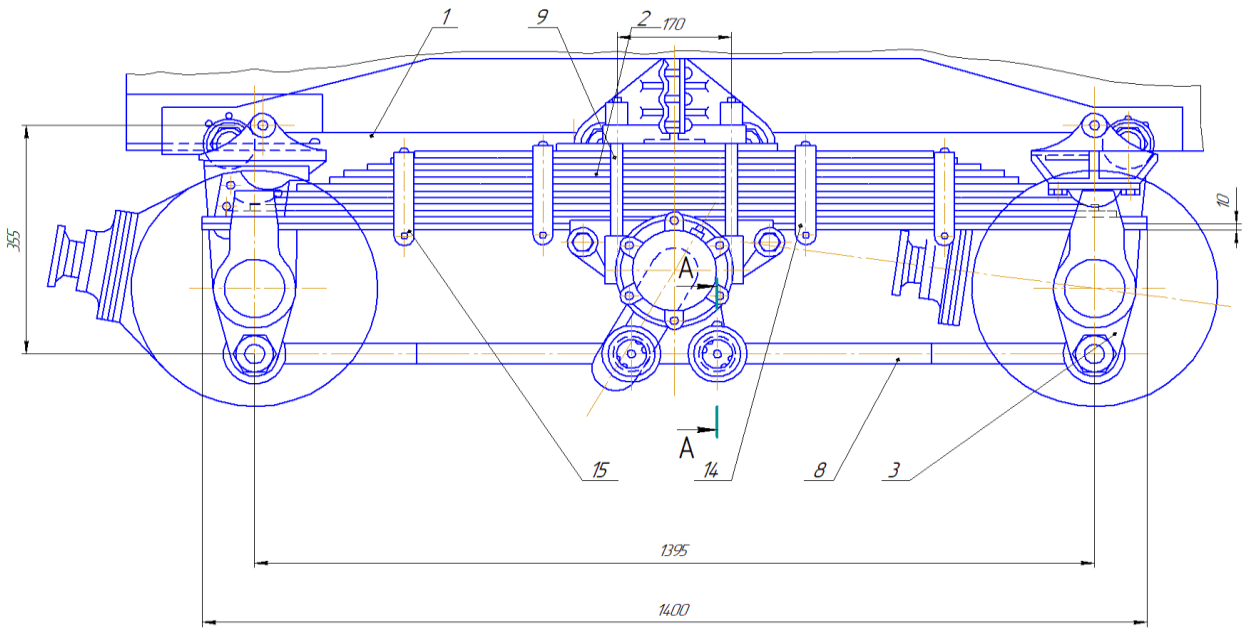


Рис. 2.1. Задня балансна підвіска КрАЗ-260.

2.2. Розрахунок основних конструктивних розмірів та параметрів півеліптичної листової ресори

Вхідні дані для розрахунку:

- тип автомобіля – вантажний;
- місце розміщення підвіски – задня;
- Навантаження на задній візок – 6320 кг
- $G_k = 29450$ Н;
- $G_{p. cm.} = 27450$ Н;
- $L_a = 5300$ мм;
- $l_0 = 170$ мм;
- $d = 28$ мм;
- $n_L = 2$.

Розрахункова схема півеліптичної листової ресори зображена на рис. 2.1, із наступними позначеннями: $G_{p. cm.}$ - навантаження на ресору; b, h - відповідно ширина та товщина листа ресори; l_0 - віддаль між осями стрем'янок; n_L, n - відповідно кількість корінних та загальна кількість листів ресори; B - ширина еквівалентної одно листової ресори [3].

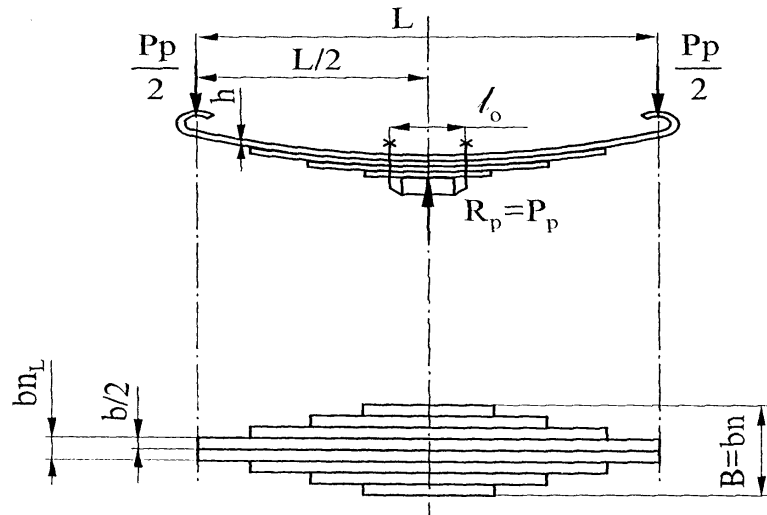


Рисунок. 2.2. Розрахункова схема листової ресори.

Виходячи із необхідності забезпечення достатньої плавності ходу вантажного автомобіля, задаємо частотою власних коливань системи підресорення $\omega_n = 1,65 \text{ c}^{-1}$ і визначаємо необхідний статичний прогин ресори:

$$f_{cm} = \frac{250}{\omega_n^2} = \frac{250}{1,65^2} = 91,827 \text{ мм.} \approx 92 \text{ мм} \quad (2.1)$$

Динамічний прогин ресори для вантажних автомобілів $f_\delta = f_{cm}$, тобто

$$f_\delta = 91,827 \text{ мм.} \quad (2.2)$$

Визначаємо жорсткість ресори, установленної на автомобілі:

$$c'_p = \frac{G_{p.cm}}{f_{cm}} = \frac{27450}{91,827} = 298,93 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}. \quad (2.3)$$

Приймаємо довжину задньої ресори вантажного автомобіля рівною:

$$L = (0,25 \dots 0,35)L_a = 0,264 \cdot 5300 = 1400 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

Прийнявши $\psi = 0,4$, визначаємо коефіцієнти підвищення жорсткості ресори у разі її установці на автомобілі:

$$k_{y1} = \frac{1}{1 - \psi(l_0/L)} = \frac{1}{1 - 0,4(170/1400)} = 1,051 \text{ і приймаємо } k_{y2} = 1. \quad (2.5)$$

З врахуванням коефіцієнтів k_{y1} і k_{y2} , визначаємо жорсткість ресори у вільному стані:

$$c_p = \frac{c'_p}{k_{p1} \cdot k_{p2}} = \frac{239,58}{1,051 \cdot 1,0} = 227,943 \frac{H}{мм}. \quad (2.6)$$

Прийнявши $\delta = 1,35$, визначаємо сумарний момент інерції центрального перерізу ресори:

$$I = \frac{\delta \cdot c_p \cdot L^3}{48E} = \frac{1,35 \cdot 227,943 \cdot 1400^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^5} = 87957,604 мм^4. \quad (2.7)$$

Визначаємо середні напруження від прогину ресори під дією статичного навантаження навантаженого автомобіля:

$$\sigma_m = (200 \dots 300) + 1,5 f_{cm} = 275 + 1,5 \cdot 91,827 = 412,741 МПа. \quad (2.8)$$

Тоді сумарний момент опору центрального перерізу:

$$W = \frac{G_{pcm} \cdot L}{4\sigma_m} = \frac{27450 \cdot 1400}{4 \cdot 412,741} = 23277,3 мм^3. \quad (2.9)$$

Визначаємо товщину одного листа ресори:

$$h = \frac{2 \cdot I}{W} = \frac{2 \cdot 87957,604}{18655,765} = 9,43 мм. \quad (2.10)$$

Приймаємо згідно табл. 3.1.2 [3] $h = 10 мм$, а ширину $b = 90 мм$.

Виходячи із розмірів одного листа, визначаємо необхідну кількість листів ресори:

$$n = I \cdot \frac{12}{b \cdot h^3} = \frac{12 \cdot 87957,604}{90 \cdot 10^3} = 11,727 \approx 12 \text{ листів}. \quad (2.11)$$

Визначаємо максимальні напруження в листах ресори, що виникають у разі максимального динамічного прогину:

$$\sigma_{\max} = \frac{6Eh(f_{cm} + f_{\delta})}{\delta \cdot L^2} = \frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10(91,827 + 91,827)}{1,35 \cdot 1400^2} = 832,901 \text{ МПа} < [\sigma] = 900 \text{ МПа.}$$

(2.12)

Прийнявши для осі вантажного автомобіля $m_{\tau} = 1,05$, визначаємо сумарні напруження у корінному листі біля вушка ресори:

$$\sigma_c = \frac{3\varphi \cdot m_{\tau} \cdot G_{\kappa} \cdot (d + h)}{b \cdot h^2} + \frac{\varphi \cdot m_{\tau} \cdot G_{\kappa}}{n_L b \cdot h} = \frac{3 \cdot 0,8 \cdot 1,05 \cdot 29450 \cdot (28 + 10)}{90 \cdot 10^2} + \frac{0,8 \cdot 1,05 \cdot 29450}{2 \cdot 90 \cdot 10} =$$

$$= 327,091 \text{ МПа} < [\sigma] = 350 \text{ МПа.}$$

(2.13)

Визначаємо величину залишкової деформації ресори після усадки:

$$y_p = (0,05 \dots 0,07) \cdot (f_{cm} + f_{\delta}) = 0,06(91,827 + 91,827) = 11,019 \text{ мм.}$$

(2.14)

Тоді визначаємо радіус кривизни зібраної ресори у вільному стані:

$$R_0 = \frac{L^2}{8(f_{cm} + y_p)} = \frac{1400^2}{8(91,827 + 11,019)} = 2382,187 \text{ мм.}$$

(2.15)

Назначені попередні напруження в листах, що виникають у зібраній ресорі σ_0 , приведені у табл. 2.1. У відповідності із цими напруженнями розраховуємо радіуси листів ресори у вільному стані.

Радіус кривизни корінного листа ресори у вільному стані складає:

$$R_1 = \frac{R_0 \cdot E \cdot h}{E \cdot h + 2\sigma_0 \cdot R_0} = \frac{2382,187 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10}{2 \cdot 10^5 \cdot 10 + 2 \cdot (-40) \cdot 2382,187} = 2633,088 \text{ мм.}$$

(2.16)

Аналогічно розраховуємо радіуси кривизни всіх інших листів ресори для $\sigma_0 = 0, 10, 20, 30$ МПа і т.д. та зводимо у табл. 2.1:

$$R_2 = \frac{2382,187 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10}{2 \cdot 10^5 \cdot 10 + 2 \cdot (0) \cdot 2382,187} = 2382,187 \text{ мм;}$$

(2.17)

$$R_3 = \frac{2382,187 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10}{2 \cdot 10^5 \cdot 10 + 2 \cdot (10) \cdot 2382,187} = 2326,76 \text{ мм, і т.д.}$$

(2.18)

Прийнявши $L_n = 350$ мм, визначаємо різницю довжин суміжних листів ресори згідно:

$$\Delta L = \frac{L - L_n}{n - n_L} = \frac{1400 - 350}{12 - 2} = 105 \text{ мм.} \quad (2.19)$$

Таблиця 2.1 Геометричні параметри листів ресори та складальні напруження в них

№ листа ресори	Попередні напруження при складанні σ_0 , МПа	Геометричні параметри, мм		
		R_n	L_n	f_n
1	-40	2633,088	1400	93,047
2	0	2382,187	1400	102,847
3	10	2326,76	1330	95,03
4	20	2273,853	1260	87,275
5	30	2223,298	1190	79,617
6	40	2174,943	1120	72,094
7	50	2128,646	1050	64,742
8	60	2084,279	980	57,598
9	70	2041,724	910	50,699
10	80	2000,871	840	44,081
11	90	1961,622	770	37,781
12	10	2326,76	350	6,581

Тоді розраховуємо довжини другого, третього та всіх інших листів ресори і зводимо їх у табл. 2.1:

$$L_2 = L = 1400 \text{ мм}, L_3 = 1400 - 70 = 1330 \text{ мм}, \text{ і т.д.} \quad (2.20)$$

Визначаємо величину вигину корінного листа ресори у вільному стані:

$$f_1 = \frac{L_1^2}{8R_1} = \frac{1400^2}{8 \cdot 2633,088} = 93,047 \text{ мм.} \quad (2.21)$$

Аналогічно розраховуємо вигини всіх інших листів ресори та зводимо їх у табл. 2.1:

$$f_2 = \frac{L_2^2}{8R_2} = \frac{1400^2}{8 \cdot 2382,187} = 102,847 \text{ мм}; f_3 = \frac{L_3^2}{8R_3} = \frac{1330^2}{8 \cdot 2326,76} = 95,03 \text{ мм, і т.д.} \quad (2.22)$$

2.3. Розрахунок напрямного пристрою балансірної підвіски

Розрахункова схема такого напрямного пристрою зображена на рис. 2.3.

Розрахунок зусиль, що діють на напрямні штанги, виконують за максимальною силою зчеплення ведучих коліс з дорогою $P_\phi = 0,5 \cdot G_{3\phi}$ при $\phi = 0,8$.

Вхідні дані:

$$m = 191 \text{ мм.}$$

$$n = 152 \text{ мм.}$$

$$b = 750 \text{ мм.}$$

$$e = 450 \text{ мм.}$$

$$R_k = 640 \text{ мм.}$$

Зусилля, що діє на верхню штангу:

$$R_g = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot G_{3\phi} \cdot (r_k - m)}{m + n} = \frac{2 \cdot 3100 \cdot 9,8(640 - 191)}{191 + 152} = 79537 \text{ Н.} \quad (2.23)$$

Зусилля, що діє на нижні штанги (ліву і праву)

$$R_{H(l,n)} = 2P_\phi \cdot \left[\frac{(r_k + n) \cdot (0,5b \mp e)}{(m+n)b} \pm \frac{e}{b} \right] = 2 \cdot 3100 \cdot 9,8 \cdot \left[\frac{(640 + 152) \cdot (375 - 450)}{(191 + 152) \cdot 750} - \frac{450}{750} \right] = 68062 \text{ Н} \quad (2.24)$$

де e – зміщення верхньої реактивної штанги від середньої поздовжньої площини автомобіля; b – відстань між нижніми штангами.

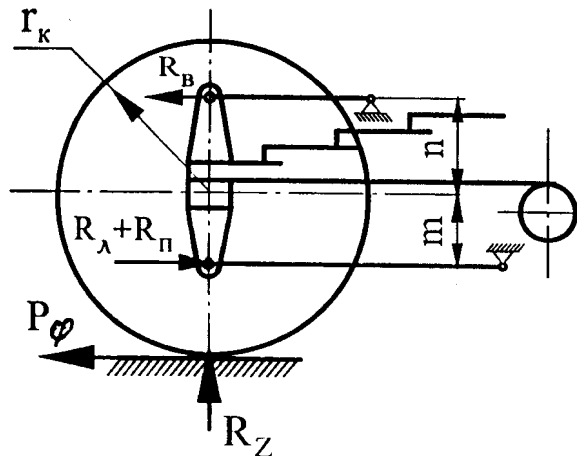


Рисунок .2.3. Схема напрямного пристрою балансирної підвіски
 Напрямні штанги розраховуються на стиск і поздовжній згин, а шарніри на зминання.

Вхідні дані:

$$d_k = 51 \text{ мм};$$

$$D = 32,5 \text{ мм} - \text{діаметр штанги};$$

$$l = 645 \text{ мм} - \text{довжина штанги};$$

Напруження розтягу-стиску визначаємо для верхньої штанги:

$$\sigma_{p-c} = \frac{4F_a}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 79537}{3,14 \cdot 32,5^2} = 95 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа} \quad (2.25)$$

Для нижньої штанги:

$$\sigma_{p-c} = \frac{4F_a}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 68062}{3,14 \cdot 32,5^2} = 82 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа} \quad (2.26)$$

Напруження на поздовжній згин для верхньої штанги:

$$\sigma_{зг} = \frac{F_a \cdot l}{0,1 D^3} = \frac{79537 \cdot 645}{0,1 \cdot 32,5^3} = 150 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \dots 450 \text{ МПа} \quad (2.27)$$

Для нижньої штанги:

$$\sigma_{зг} = \frac{F_a \cdot l}{0,1 D^3} = \frac{68062 \cdot 645}{0,1 \cdot 32,5^3} = 127 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \dots 450 \text{ МПа} \quad (2.28)$$

Напруження зминання (тиск, що визначає зносостійкість кульового пальця із діаметром кулі d_k) розраховуємо за умови:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_k^2} = \frac{4 \cdot 51636}{3,14 \cdot 51^2} = 33 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм} = 25 \dots 30 \text{ МПа}; \quad (2.29)$$

де F_a - сила, що діє на кульовий палець шарніру тяги; d_k - діаметр кульки пальця шарніру.

Згідно із проведеними розрахунками значення напружень для листової ресори складає:

- максимальні напруження в листах ресори, що виникають у разі максимального динамічного прогину:

$$\sigma_{\max} = 832,901 \text{ МПа} < [\sigma] = 900 \text{ МПа};$$

- сумарні напруження у корінному листі біля вушка ресори:

$$\sigma_c = 346,015 \text{ МПа} < [\sigma] = 350 \text{ МПа},$$

Оскільки отримані розраховані значення напружень листової ресори не перевищили допустимі норми, то спроектована ресора буде працювати надійно та довговічно.

Напруження розтягу-стиску напрямних штанг:

$$\sigma_{p-c} = 95 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа}; \quad \sigma_{p-c} = 82 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ze} = 150 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \dots 450 \text{ МПа}; \quad \sigma_{ze} = 127 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 300 \dots 450 \text{ МПа};$$

Напруження зминання кульового пальця:

$$\sigma_{зм} = 33 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм} = 25 \dots 35 \text{ МПа};$$

також не перевищують допустимі, тобто термін служби цих елементів достатній.

3. МЕТОДИКИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ

3.1. Параметри ресорної підвіски вантажного автомобіля які визначаються при випробуванні підвіски

При випробуванні ресорної підвіски вантажного автомобіля оцінюють широкий спектр параметрів, що дозволяють визначити її робочі характеристики, довговічність та ефективність. Одним із ключових параметрів є жорсткість ресор, яка показує, як підвіска реагує на різні рівні навантаження. Від цього залежить здатність автомобіля витримувати важкі вантажі без надмірного прогину, зберігаючи при цьому комфортну їзду для водія і захист вантажу від пошкоджень. Прогин ресор під дією навантаження вимірюється для визначення того, наскільки ресори здатні згинатися і розпрямлятися під час експлуатації. Цей параметр важливий для забезпечення плавності ходу та рівномірного розподілу навантаження на шасі. Якщо прогин недостатній, підвіска буде надто жорсткою, що негативно вплине на комфорт і може призвести до прискореного зносу інших елементів автомобіля. Якщо ж прогин занадто великий, існує ризик механічного пошкодження ресор або підвіски під час їзди.

Амплітуда коливань ресор та підвіски в цілому є критично важливим показником. Вона характеризує здатність системи гасити вібрації, що виникають під час руху по нерівностях. Надмірні коливання можуть негативно впливати на стабільність автомобіля, підвищувати втомлюваність водія і знижувати безпеку руху. Для цього випробування проводяться як в умовах статичного навантаження, так і на спеціальних динамічних стендах, що імітують дорожні умови. Окремо перевіряється робота обмежувачів ходу підвіски, які відіграють роль захисту ресор від надмірного стиску або розтягування. Їхня несправність може призвести до механічних пошкоджень підвіски або кузова автомобіля, особливо в умовах руху по нерівній місцевості.

Симетричність роботи підвіски є важливим фактором для забезпечення стійкості автомобіля. Вимірюється різниця у прогині між лівою і правою сторонами при однаковому навантаженні. Це дозволяє виявити можливі дефекти в конструкції або нерівномірний знос компонентів підвіски.

Крім того, оцінюється стійкість підвіски до втомних навантажень. Для цього ресори піддаються багаторазовим циклам стиснення і розтягування, що імітують умови тривалої експлуатації. Це випробування дозволяє визначити, як довго ресори зможуть зберігати свої характеристики без суттєвих змін.

Також вимірюються параметри, пов'язані із затуханням коливань. Це дозволяє оцінити, наскільки швидко підвіска стабілізується після проїзду нерівностей, зберігаючи керуваність і комфорт. У комплексі ці вимірювання дають повну картину роботи ресорної підвіски, дозволяючи вдосконалювати її конструкцію та прогнозувати поведінку автомобіля у реальних умовах експлуатації.

Поперечну кутову пружну характеристику підвіски описує залежність моменту M , що спричиняє крен рами або несучого кузова, від кута крену α_k у поперечній площині. Кутову жорсткість кожної підвіски, а також сили тертя в ній, визначають аналогічно до методу оцінки вертикальної жорсткості. Випробування виконують у двох режимах: без застосування стабілізатора поперечної стійкості та із встановленим стабілізатором, щоб оцінити його вплив на динамічні характеристики підвіски.

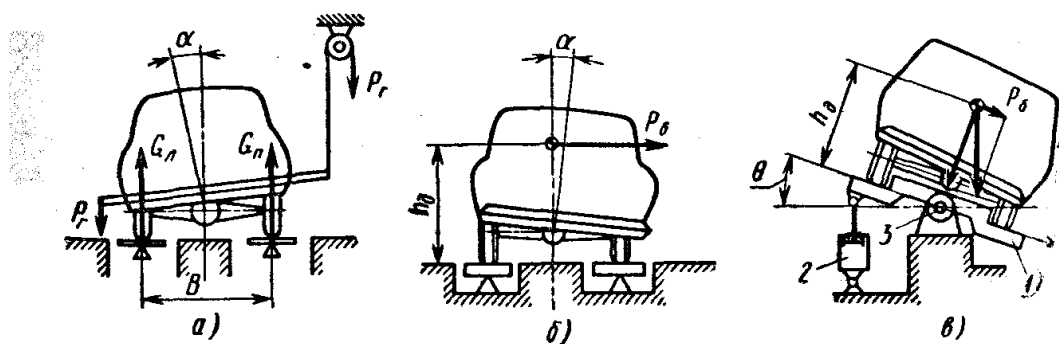


Рисунок 3.1 – Варіанти установок для визначення поперечної кутової жорсткості підвіски автомобіля при впливі:

а) пари сил; б) моменту, який кренить; в) поперечної сили.

У схемі, представлений на рисунку 3.1а, момент створюється за допомогою двох однакових вантажів P_r , закріплених на поперечній штанзі, що фіксується на рамі або на кузові автомобіля. Один вантаж підвішений безпосередньо до штанги, а інший діє через блок. Поступово збільшуючи навантаження, раму або кузов виводять із нейтрального положення до моменту контакту з обмежувачами ходу. Паралельно, за допомогою кутоміра вимірюється кут нахилу кузова або рами α_k відносно осей передніх і задніх коліс. Моменти, що виникають у підвісках, визначаються як добуток різниці показників ваг під лівим ($G_{л}$) і правим ($G_{п}$) колесами на ширину колії B відповідної осі. Однак отримана таким способом кутова жорсткість підвіски має обмежене практичне застосування, особливо у випадках, коли вісь крену розташована вище або нижче рівня дорожнього покриття, оскільки цей метод не враховує вплив розташування осі крену на динамічну поведінку автомобіля під час руху по криволінійній траєкторії.

Для більш точного визначення кутової жорсткості підвіски використовується метод за схемою, наведеною на рисунку 3.1б. У цьому випадку до автомобіля, встановленого на вагових платформах, прикладають горизонтальну силу P_6 , спрямовану на висоті h_d від рівня дорожнього покриття. Кутова характеристика підвіски визначається аналогічно до першого способу. Проте реалізація стенда для такого вимірювання є технічно складною. У стендовій схемі (рис. 3.1б) поперечна сила, яка впливає на автомобіль, створюється шляхом нахилу гідроциліндром опорної платформи під кутом Θ , причому платформа повертається навколо свого центра обертання. Величину поперечної сили, прикладеної до центра ваги автомобіля, визначають розрахунковим методом, застосовуючи відповідну формулу:

$$P_6 = gM_a \sin\Theta \quad (3.1)$$

де M_a - вага автомобіля

Випробування дослідних зразків і модернізованих конструкцій ресор проводять шляхом визначення їх пружних характеристик за допомогою тарування на пресі. Листові ресори встановлюють у шарнірні опори преса, забезпечуючи передачу зусилля через динамометр до їх центру. Статичні пружні характеристики пневматичних і гідروпневматичних ресор визначають на спеціалізованих пресах, які забезпечують поступове стиснення ресор при різних початкових значеннях тиску пружного середовища. Для визначення динамічних характеристик ресори випробовують на динамометричних стендах, оснащених кривошипно-шатунними або ексцентриковими навантажувальними пристроями, що дозволяють моделювати динамічні навантаження.

3.2. Методика дослідження параметрів амортизаторів вантажного автомобіля.

Випробування амортизаторів вантажного автомобіля спрямовані на перевірку їхньої ефективності, надійності та довговічності в умовах, які моделюють реальну експлуатацію. Ці випробування проводяться для підтвердження відповідності характеристик амортизаторів технічним вимогам, забезпечення безпеки руху, зниження вібраційних навантажень на конструкцію автомобіля та підвищення комфорту водія і пасажирів. Усі методи випробувань можна поділити на декілька категорій залежно від цілей, умов проведення та обладнання.

Лабораторні випробування виконуються з використанням спеціалізованого стендового обладнання, яке дозволяє детально вивчати динамічні характеристики амортизаторів. На таких стендах моделюються різні режими роботи, включаючи стиснення і відбій, щоб визначити величину демпфувальної сили залежно від швидкості руху штока та зміщення. Випробування проводяться в контрольованих умовах, що забезпечує точність вимірювань та мінімізує вплив зовнішніх факторів. Крім того, в лабораторних

умовах можна виконувати температурні тести, під час яких амортизатори перевіряються на стійкість до перегріву, а також вивчається зміна характеристик при різних температурах робочої рідини.



Рисунок 3.2 – Стенд для діагностики амортизаторів MSG MS1000

Динамічні випробування на транспортному засобі дозволяють оцінити роботу амортизаторів у реальних експлуатаційних умовах. Автомобіль оснащується датчиками для вимірювання коливань кузова, підвіски і коліс під час руху по різних типах покриття, включаючи нерівності, вибоїни, бруківку та ґрунтові дороги. У цьому випадку аналізуються амплітуди та частоти коливань, ефективність демпфування, а також вплив амортизаторів на

керованість і курсову стійкість автомобіля. Ці випробування дають змогу перевірити, як амортизатори справляються з навантаженнями, характерними для реальної експлуатації.

Окремо проводяться ресурсні випробування, які мають на меті визначити довговічність і зносостійкість амортизаторів. Вони полягають у багаторазовому циклуванні амортизаторів у режимах, що відповідають реальному експлуатаційним навантаженням. Під час цих тестів аналізується, як змінюються характеристики в процесі зношування компонентів, чи зберігається герметичність та чи відсутні сліди витікання робочої рідини. Вібраційні випробування моделюють вплив тривалих коливань і ударних навантажень на амортизатори. Вони дозволяють оцінити стійкість компонентів до механічного руйнування, перевіряють кріплення та елементи конструкції на стійкість до втомних пошкоджень. Результати таких тестів є важливими для забезпечення надійності роботи амортизаторів в умовах інтенсивної експлуатації.

Теплові випробування проводяться для оцінки ефективності роботи амортизаторів при нагріванні робочої рідини внаслідок тривалих або інтенсивних навантажень. Вимірюються температурні параметри, перевіряється стабільність демпфувальних характеристик, а також оцінюється здатність системи до відведення тепла. Оцінка результатів випробувань проводиться шляхом порівняння отриманих показників із встановленими нормами, що дозволяє визначити відповідність амортизаторів вимогам стандартів і технічної документації.

3.3 . Методика та обладнання для дослідження параметрів ресори вантажного автомобіля

Дослідження параметрів ресори вантажного автомобіля є важливим етапом для забезпечення її надійності, довговічності та відповідності експлуатаційним характеристикам. Методика випробувань включає низку

етапів, починаючи з підготовки ресори до тестування, визначення умов дослідження та встановлення необхідного обладнання. Основна мета полягає у визначенні механічних властивостей, таких як жорсткість, здатність до деформації під навантаженням, демпфуючі властивості, а також стійкість до впливу повторюваних циклів навантаження.

На початковому етапі ресора встановлюється на випробувальний стенд, який забезпечує надійну фіксацію та точне прикладення навантаження. Використовуються спеціальні затискачі, які гарантують правильну орієнтацію ресори відповідно до її природного положення в конструкції автомобіля. Для створення статичних навантажень застосовується гідравлічна або пневматична система, що дозволяє плавно змінювати силу, прикладену до ресори, і точно контролювати її рівень. Для динамічних випробувань використовуються спеціальні генератори коливань або маятникові установки, що імітують вплив змінних навантажень, характерних для руху транспортного засобу по нерівній дорозі.



Рисунок 3.3 – Стенд для дослідження параметрів ресори.

Під час тестування статичних характеристик проводиться вимірювання деформації ресори під дією поступово зростаючого навантаження. Для цього використовуються високоточні датчики переміщення, які записують зміну прогину ресори з мікрометровою точністю. Отримані дані фіксуються системою збору інформації та відображаються у вигляді графіків залежності прогину від сили навантаження. Ці результати дозволяють оцінити жорсткість ресори та визначити її лінійність або наявність зон пластичної деформації.

Для дослідження динамічних властивостей ресори проводяться коливальні випробування, під час яких визначається її частотна характеристика. На цьому етапі використовуються вібраційні стенди, які створюють періодичні навантаження з різними частотами та амплітудами. Паралельно проводиться запис реакції ресори за допомогою акселерометрів, які дозволяють фіксувати швидкість і прискорення її руху. Аналіз цих даних дає змогу виявити резонансні явища, оцінити ефективність демпфування та визначити оптимальні режими роботи ресори в різних умовах експлуатації.

Для оцінки довговічності ресори проводяться циклічні випробування, під час яких ресора піддається багаторазовим навантаженням, що моделюють реальні експлуатаційні умови. Використовується спеціальне програмне забезпечення, яке дозволяє автоматизувати процес випробувань і аналізувати отримані дані. За підсумками цих тестів оцінюється втомна міцність ресори та прогнозується її термін служби.

Обладнання, що застосовується для випробувань, включає не лише стенди та навантажувальні пристрої, але й сучасні вимірювальні комплекси з цифровими системами збору та обробки даних. Це дозволяє забезпечити високу точність результатів і їхню репрезентативність для подальшого впровадження отриманих характеристик у виробничий процес. Зібрані дані аналізуються як у рамках лабораторних умов, так і з використанням комп'ютерного моделювання, що дозволяє більш глибоко оцінити поведінку ресори під різними навантаженнями.

Ще одним з методів дослідження є застосування програмного моделювання, у нашому випадку можемо скористатись програмою Ansys Mechanical. Програма ґрунтується на чисельному моделюванні її механічних властивостей із використанням методу скінченних елементів (FEM). Цей підхід дозволяє провести всебічний аналіз напружено-деформованого стану ресори, визначити її жорсткість, прогини, розподіл напружень, а також оцінити стійкість до динамічних і циклічних навантажень.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження параметрів задньої ресори вантажного автомобіля КрАЗ-260 з допомогою програми Ansys Mechanical.

Дослідження параметрів задньої ресори вантажного автомобіля КрАЗ-260 за допомогою програми Ansys Mechanical є багатоетапним процесом, що включає комплексний аналіз напружено-деформованого стану, оцінку динамічних характеристик, моделювання довговічності та оптимізацію конструкції. Застосування методу скінченних елементів (FEM) забезпечує високу точність і надійність результатів, дозволяючи враховувати всі конструктивні особливості ресори.



Рисунок 4.1 – КрАЗ-260 важкий вантажний автомобіль-всюдихід з колісною формулою бхб.

Перший етап дослідження полягає у створенні геометричної моделі ресори. Для задньої ресори автомобіля КрАЗ-260 характерна багатолистова

конструкція, де окремі листи ресори мають різну довжину, товщину й форму. Геометрія моделі розробляється на основі креслень або шляхом імпортування з CAD-систем із подальшим уточненням у середовищі Ansys. У моделі деталізуються всі ключові елементи: основні листи ресори, центральна скоба, хомути, отвори для кріплення та поверхні контакту між листами. Важливим аспектом є правильна геометрична орієнтація елементів, що відповідає умовам їх експлуатації.

Для матеріалу ресори задаються параметри, які включають модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, границю текучості, міцність на розрив та характеристики втомної міцності. У випадку ресор автомобіля КраЗ-260 найчастіше використовується ресорна сталь (наприклад, 60С2А або аналогічні матеріали), яка забезпечує високу пружність і довговічність. Крім того, враховуються властивості поверхневої обробки, зокрема загартування, що впливає на стійкість до втомного руйнування.

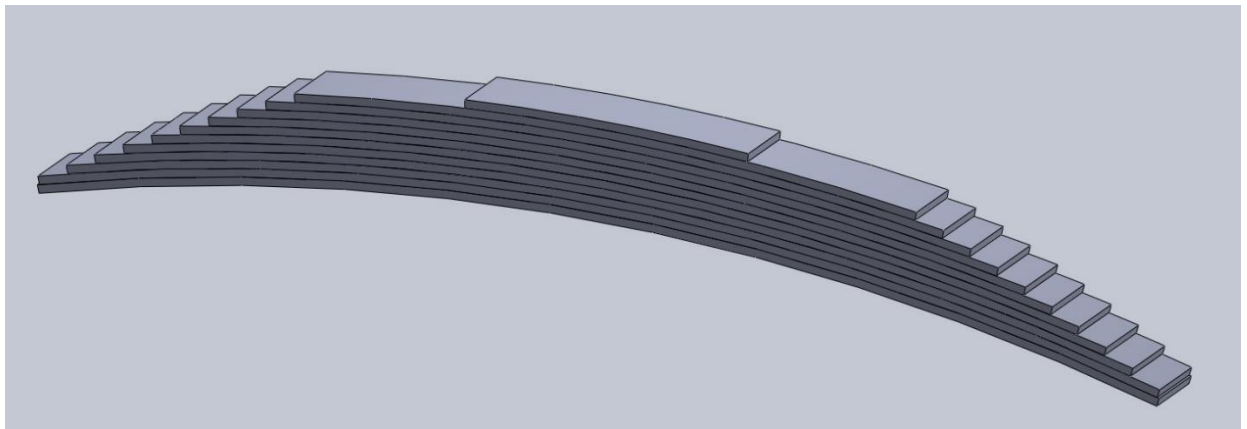


Рисунок 4.2 – Дослідна 3D модель ресори виконана у програмі SolidWorks.

На наступному етапі проводиться генерація сітки скінченних елементів. Для цього у середовищі Ansys Mechanical виконується поділ геометрії на скінченні елементи, які використовуються для чисельного розрахунку. У критичних зонах, таких як місця кріплення, контакту листів або зони можливого виникнення концентрацій напружень, застосовується більш

щільна сітка, що забезпечує високу точність результатів. Тип елементів і їхня щільність обираються залежно від складності геометрії та вимог до точності аналізу.

Задання граничних умов і навантажень є ключовим для правильного моделювання. Для задньої ресори КрАЗ-260 характерні великі статичні та динамічні навантаження, спричинені вагою автомобіля і вантажу, а також впливами від дорожнього покриття. Навантаження задається через точки опор і кріплення ресори. При цьому враховуються контакти між листами ресори, що моделюються за допомогою спеціальних контактних умов із заданим коефіцієнтом тертя. Ці контакти впливають на розподіл навантаження й демпфуючі властивості ресори.

У статичному аналізі розраховуються прогини ресори під заданим навантаженням, розподіл напружень і деформацій у кожному з її елементів. Це дозволяє визначити жорсткість ресори, оцінити рівномірність розподілу навантаження між листами й виявити місця підвищеної концентрації напружень, які можуть стати причиною пошкоджень. Модальний аналіз виконується для оцінки динамічних характеристик ресори. Він дозволяє визначити власні частоти й форми коливань, що важливо для запобігання резонансним явищам під час роботи автомобіля. Окрім цього, виконується гармонічний аналіз, який моделює поведінку ресори під дією періодичних навантажень, характерних для нерівностей дороги, та транзиторний аналіз для оцінки реакції на імпульсні впливи.

Для оцінки довговічності ресори застосовується втомний аналіз, у якому враховується вплив циклічних навантажень. Цей етап дозволяє спрогнозувати кількість циклів навантаження, які ресора може витримати до появи тріщини або інших пошкоджень. Втомний аналіз враховує локальні напруження, амплітуди навантажень і матеріальні характеристики сталі. Отримані результати дослідження візуалізуються у вигляді графіків, діаграм і контурних карт напружень та деформацій. Зокрема, графіки залежності прогину від

навантаження дають змогу оцінити лінійність роботи ресори, а карти напружень допомагають виявити критичні зони конструкції. Висновки, отримані в результаті аналізу, використовуються для оптимізації конструкції ресори, зокрема корекції геометрії, матеріалів або способів збирання. Програмне забезпечення Ansys Mechanical дозволяє скоротити кількість фізичних випробувань, підвищити точність аналізу й забезпечити ефективне вдосконалення конструкції задньої ресори КрАЗ-260. Такий підхід є важливим елементом розробки та модернізації вантажних автомобілів, сприяючи підвищенню їхньої надійності та довговічності в умовах важких експлуатаційних навантажень.

4.2. Результати досліджень параметрів ресори, отримані з допомогою програмного забезпечення Ansys Mechanical.

Виконавши проектування ресори за відомими параметрами у програмі SolidWorks отриману модель у 3D форматі, імпортуємо отриману модель у програму Ansys Mechanical. Розпізнавши модель задаємо параметри для навантаження ресори та даємо команду для виконання. Першим етапом проводимо випробування для дослідження переміщення навантаживши ресору показником 3,3 т у спорядженому стані та 7,5 т при повній масі.

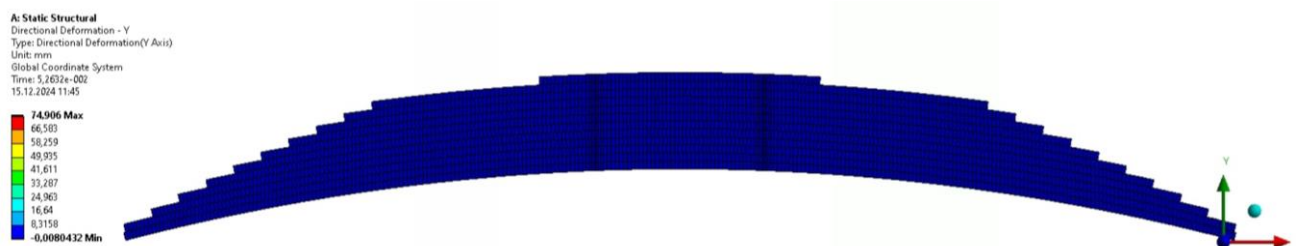


Рисунок 4.3 – Початковий прогин ресори на стартовому етапі дослідження.

На рисунку 4.4 представлені результати аналізу вертикального переміщення ресори вантажного автомобіля у спорядженому стані, виконаного у програмі Ansys Mechanical. Модель показує, як ресора реагує на навантаження під вагою транспортного засобу, ілюструючи розподіл

деформації по всій її довжині. Найбільше переміщення спостерігається на одному з кінців ресори, де значення досягає 74,906 мм, що позначено червоним кольором. Це свідчить про те, що саме крайні ділянки ресори піддаються найбільшому прогину, адже вони є віддаленими від місць закріплення, що логічно для такого типу конструкцій. Водночас центральна область ресори майже не зміщується, що відображено синіми тонами на графіку. Тут переміщення практично нульове, з найменшим значенням - 0,00432 мм, що вказує на наявність жорсткого закріплення або мінімальної деформації через високу жорсткість цього сегмента.

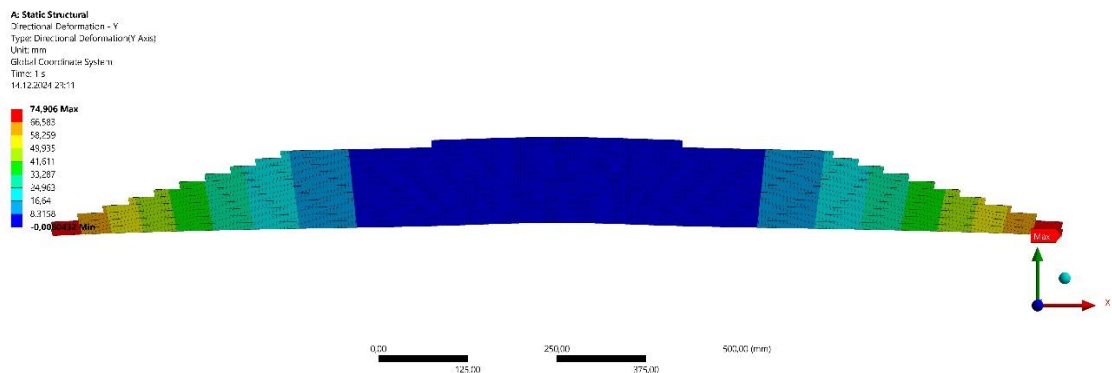


Рисунок 4.5 – Максимальний прогин ресори у спорядженому стані.

Градiєнт кольорів на рисунку 4.5 демонструє поступове наростання деформації від центральної зони до країв. Центральна частина ресори зберігає свою початкову форму майже незмінною, тоді як кінці прогинаються під дією навантаження, утворюючи характерний вигин. Синій колір, що домінує в центральній області, переходить у зелені, жовті й, нарешті, червоні відтінки на краях, що візуально відображає зміщення і ступінь деформації. Цей плавний перехід кольорів є показовим для еластичної реакції матеріалу на прикладене навантаження.

Загальна поведінка ресори є цілком очікуваною: основний прогин припадає на віддалені від центру точки, оскільки вони найбільше реагують на навантаження. Центр ресори, де найчастіше відбувається її жорстке закріплення або взаємодія з іншими елементами підвіски, деформується

мінімально, що пояснюється конструкційними особливостями. В результаті утворюється симетрична картина прогину, характерна для навантаженої ресори, яка працює у складі підвіски автомобіля.

Це дослідження підкреслює здатність ресори ефективно розподіляти навантаження, реагуючи на вагу транспортного засобу шляхом пружного прогину. Таке переміщення дозволяє ресорі виконувати свою основну функцію – амортизацію та забезпечення комфортного руху, водночас витримуючи значні навантаження. Візуалізація результатів у вигляді градієнта кольорів дозволяє легко ідентифікувати зони з найбільшими та найменшими деформаціями, що є важливим для подальшого аналізу конструкції та можливого її вдосконалення.

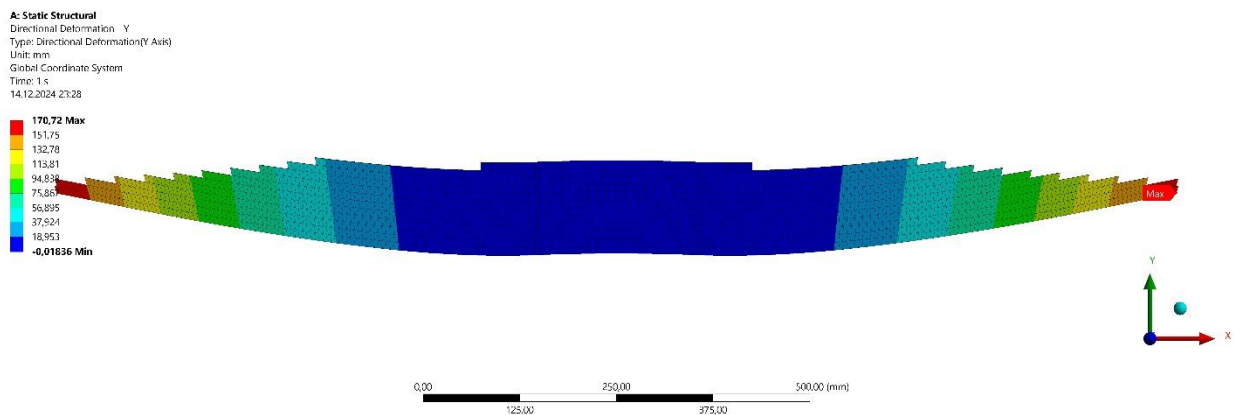


Рисунок 4.6 – Максимальний прогин ресори при повному навантаженні.

На рисунку 4.6 показані результати аналізу направлених переміщень ресори вантажного автомобіля за умов повного завантаження, виконаного в програмному середовищі Ansys Mechanical. Графік демонструє зміщення в напрямку осі (Y), що вказує на вертикальну деформацію ресори під дією навантаження. Величини зміщень вимірюються в міліметрах.

Максимальне значення деформації становить 170,72 мм, що відповідає зоні найбільшого вигину ресори. Ця зона знаходиться на правому кінці моделі і виділена червоним кольором. Саме там навантаження призводить до найбільшого вигину, що є типовим для ресорних систем під впливом ваги.

Мінімальне значення переміщення $-0,01836$ мм знаходиться у центральній нижній частині конструкції, ближче до опорних точок, де спостерігається найменший вплив навантаження. Ця область позначена синім кольором, що свідчить про мінімальні зміни геометрії в цьому місці. Кольорова шкала на графіку відображає розподіл деформацій по всій конструкції. Теплі кольори, такі як червоний і жовтий, відповідають великим значенням переміщень, що свідчить про високі напруження в цих зонах. Холодні кольори, такі як синій і зелений, вказують на зони з меншими деформаціями, де навантаження менш інтенсивне. Відповідно, деформація змінюється поступово від центру до країв, показуючи рівномірний розподіл ваги. Найбільші значення переміщення на краях свідчать про максимальне навантаження в цих точках, що є критичними для оцінки міцності і довговічності ресори.

Наступним етапом виконуємо дослідження зміни напруження які виникають при навантаженнях ресори у спорядженому та в повному завантаженому стані. Такий аналіз допомагає оцінити робочі характеристики ресори, визначити можливі зони для підсилення і вдосконалення конструкції. Якщо напруження у найбільш завантажених зонах перевищує допустимі межі, це може вимагати змін у матеріалах або геометрії ресори. Ці результати також корисні для прогнозування строку служби деталі та оптимізації конструкції для забезпечення її довговічності та безпеки в експлуатації.

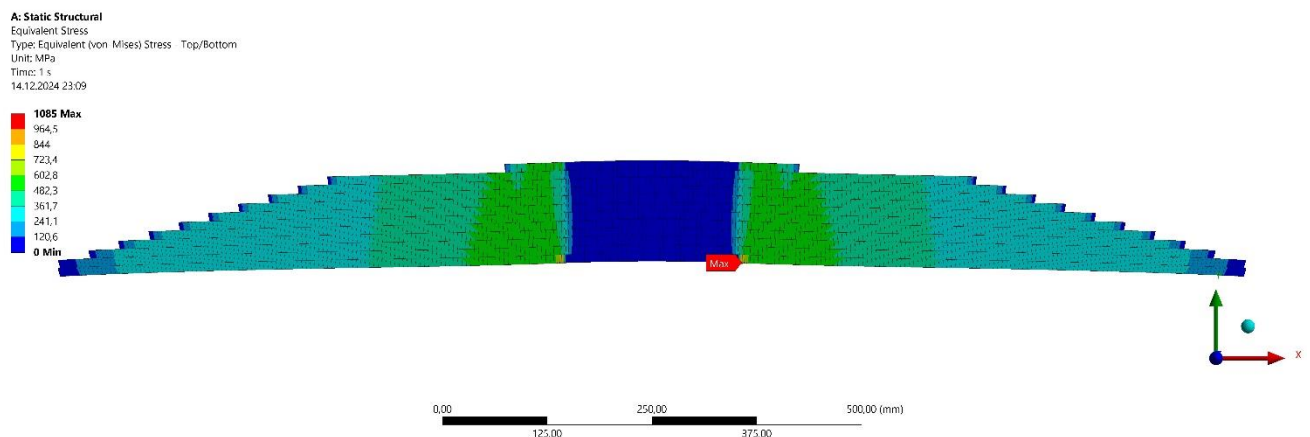


Рисунок 4.7 – Діаграма напружень ресори у спорядженому стані автомобіля.

На рисунку 4.7 представлено розподіл напружень у ресорі вантажного автомобіля при спорядженій масі, який був виконаний у програмі Ansys Mechanical. Результати показують, як навантаження, спричинене вагою автомобіля, передається через ресору, викликаючи напружений стан матеріалу. Для аналізу використані еквівалентні напруження за критерієм, які дозволяють оцінити загальний рівень напруження у кожній точці конструкції.

Максимальне значення напруження досягає 1085 МПа і знаходиться у центральній зоні ресори, поблизу точок кріплення. Ця область позначена червоним кольором, що вказує на найвищий рівень концентрації зусиль. У таких ділянках матеріал ресори працює на межі своїх можливостей, і ці області є найбільш вразливими до пластичних деформацій, розтріскування або інших пошкоджень. Центральні частини ресори традиційно зазнають найбільшого навантаження через передачу ваги автомобіля до опорної системи. Зони з меншими напруженнями, позначені зеленим, блакитним і синім кольорами, розташовані ближче до країв ресори. У цих місцях напруження значно менше, оскільки навантаження рівномірно розподіляється вздовж довжини конструкції. Найнижчі значення напружень знаходяться на кінцях ресори, що свідчить про мінімальний вплив ваги у цих точках. Це дозволяє вважати крайні ділянки менш вразливими до пошкоджень у звичайних умовах експлуатації.

Колірна шкала, розташована ліворуч, дозволяє візуально оцінити величини напружень у різних зонах ресори. Теплі кольори, такі як червоний і жовтий, вказують на високі рівні напруження, тоді як холодні, такі як синій і зелений, свідчать про низькі напруження. Перехід від одних кольорів до інших відображає плавне зростання напружень від країв до центру конструкції. Результати аналізу дають розуміння, як ресора працює під навантаженням. Центральна зона, яка зазнає найбільших напружень, є критично важливою для довговічності конструкції. Вона повинна бути виготовлена з матеріалів високої міцності, здатних витримати довготривале навантаження без втрати

функціональності. Краї ресори, хоч і менш навантажені, також відіграють важливу роль у розподілі ваги і забезпеченні стабільності системи.

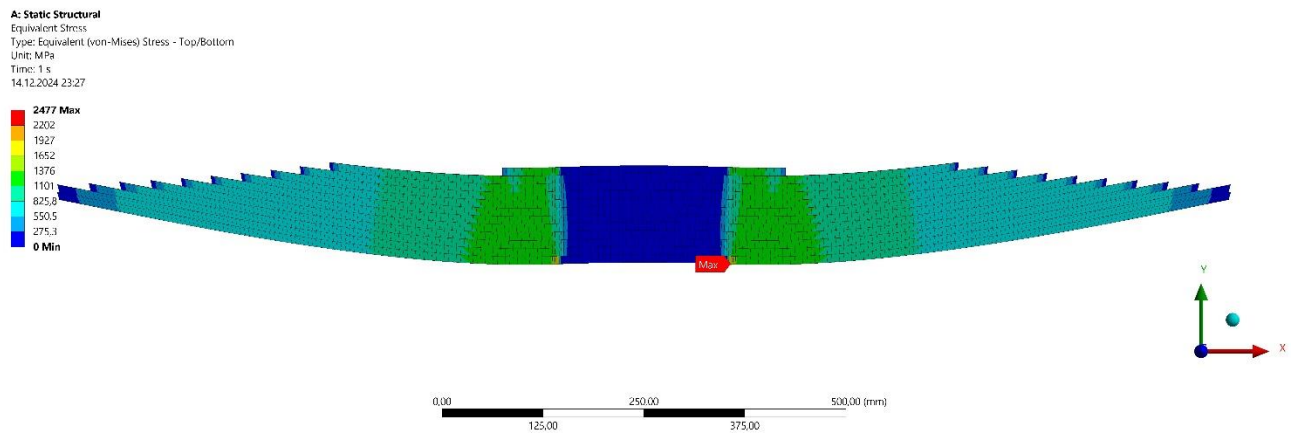


Рисунок 4.8 – Діаграма напружень ресори при повному навантаженні автомобіля.

На рисунку 4.9 показані результати аналізу напружень ресори вантажного автомобіля при повному навантаженні, отримані в програмі Ansys Mechanical. Представлені дані відображають розподіл еквівалентних напружень за критерієм, що є ключовим показником для оцінки міцності конструкцій. Кольорова шкала на графіку допомагає зрозуміти, які ділянки конструкції зазнають найбільшого механічного впливу, а які залишаються в зоні низьких навантажень.

Центральна частина ресори, позначена синім кольором, демонструє мінімальні рівні напружень. Це характерно для пружних елементів, де центральна зона, зазвичай, знаходиться під меншою дією згинальних моментів. У той же час, у напрямку до місць кріплення або кінців ресори напруження поступово збільшуються, що видно по зміні кольору від зеленого до червоного. Червона зона, що позначена як "Max", відображає точку концентрації максимального напруження, яка може становити потенційний ризик для цілісності конструкції, якщо це значення перевищує межу текучості матеріалу. Така картина характерна для ресор, що працюють у режимі згинання під дією великих вертикальних навантажень. Максимальне

напруження може бути пов'язане із взаємодією ресори та елементів кріплення, де виникають значні контактні сили. Залежно від матеріалу ресори, допустимі напруження повинні перебувати в межах її пружних властивостей, інакше можливий початок пластичної деформації або навіть руйнування.

Аналіз такого типу дає можливість не лише визначити найуразливіші зони конструкції, але й оцінити ефективність її форми, матеріалу та розташування елементів. Результати допомагають інженерам проєктувати ресори з оптимальною геометрією, які витримують задані навантаження і забезпечують довговічність конструкції. Крім того, візуалізація дозволяє визначити, чи рівномірно розподіляється навантаження по довжині ресори, або ж існують локальні області, які потребують додаткового підсилення.

Отримані результати також важливі для підвищення безпеки транспортного засобу. Якщо максимальні значення напружень близькі до критичних, інженери можуть запропонувати зміни в конструкції, такі як використання більш міцного матеріалу, збільшення перерізу ресори або оптимізація форми кріплень. Таким чином, подібні аналізи в Ansys Mechanical є важливим етапом у процесі інженерного моделювання та вдосконалення компонентів транспортних засобів.

Проведені дослідження шляхом моделювання підтверджують правильність теоретичних розрахунків та ефективність проведеної роботи з модернізації підвіски вантажного автомобіля.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Можливі небезпеки та їх профілактика при обслуговуванні задньої підвіски

На даному СТО, де виконуються ремонтні роботи вантажних автомобілів, потрібно відвести певні місця для обслуговування задніх підвісок.

Для безпечного ремонту задньої підвіски потрібно, насамперед, розглянути технічні характеристики даної конструкції, які записуються в документації і вибрати спеціальні домкрати, лебідки. Дана задня підвіска має габаритні розміри, а саме: довжина - 1200 см, вага - 694 кг. Тому до такої задньої підвіски з такими розмірами потрібно використовувати домкрат.

Для створення умов ремонтних робіт задньої підвіски потрібне приміщення або його частина з розмірами від 25 кв. м., обладнане підйомниками різної вантажопідйомності, верстатами, домкратами.

Рівень освітленості для технічного обслуговування на даному автосервісі повинне бути 200 люкс, а також на агрегатному відділенні – 300 люкс.

Поряд з робочим освітленням, улаштування якого є обов'язковим у приміщенні і на освітлювальних територіях для забезпечення нормальної роботи, проходку людей і руху транспорту, передбачається аварійне освітлення.

Для ремонту задньої підвіски вантажного автомобіля створені умови мікроклімату в межах робочої зони виробничих приміщень СТО, які визначені санітарними нормами і які поділяються для періодів року:

- теплий період (середньодобова температура навколишнього повітря більше +10°C);
- холодний період (середньодобова температура навколишнього повітря менше +10°C).

Повітря, що надходить у приміщення, повинно мати концентрацію менше 0,3 ГДК шкідливих речовин.

Одним з ефективних засобів нормалізації повітря у приміщенні є вентиляція.

Вимоги до вентиляції:

- кількість припливного повітря у одиницю часу повинне відповідати кількості витяжного повітря.

- правильне розташування припливних та витяжних завіс. Свіже повітря подається, де концентрація шкідливих речовин менша, а видаляється, де концентрація більша.

- вентиляція не повинна створювати перегрівання або охолодження працюючих.

- вентиляція має бути пожежовибухобезпечною.

Під час технічного обслуговування і ремонту автомобіля із знятими колесами вивішеного на домкратах, таях і кранах дозволяється:

- приступати до роботи тільки після встановлення автомобіля на підставки (козли), причому під незняті колеса мають бути підкладені упори.

- металеві підставки мають бути міцними і надійними.

При технічному обслуговуванні елементів задньої підвіски необхідно дотримуватися техніки безпеки. Працювати тільки зі справним інструментом, в провітрюваному приміщенні, в спеціальному одязі.

Для зняття задньої підвіски при ТО вантажного автомобіля потрібно провести такі операції:

1. Підкласти під колеса переднього моста автомобіля противідкатні упори.

2. Відключити від заднього і проміжного мостів гальмівні шланги і шланги системи регулювання тиску повітря в шинах.

3. Від'єднати повітропроводи від штуцерів пневмокамер блокування диференціала.

4. Від'єднати по роз'єму електропроводи вимикачів блокування диференціала.

5. Вибити пальці верхніх реактивних штанг, попередньо відвернувши гайки і знявши шайби. Зняти штанги.

6. Відключити від мостів карданні вали.

7. Закріпити дротом за раму вільні кінці шлангів, електропроводів, повітропроводів, реактивних штанг, карданних валів, щоб уникнути пошкодження деталей.

8. Відвернути болти, що кріплять кронштейни осі балансірної підвіски до підрамника.

9. Закріпити за задній буксирний гак задню частину автомобіля, попередньо повернувши гак засувкою вниз і підняти її краном на висоту, достатню для викочування мостів. Викотити з-під автомобіля візок мостів.

Верхні кронштейни реактивних штанг на картерах редукторів мостів зв'язати між собою дротом, щоб під час викочування візка мости не перекинулися і не вийшли з-під ресор.

10. Підставити козли під задню частину рами автомобіля.

11. Відвернути гайки кріплення стрем'янок, підтримуючи вісь балансірної підвіски підйомним пристроєм для того, щоб вона не впала. Зняти стрем'янки, накладки ресор і ресори.

12. Відвернути гайки пальців нижніх реактивних штанг, вибити пальці і зняти штанги.

13. Відкотити задній і проміжний мости.

Розбирання вісі балансірної підвіски з кронштейнами в зборі проводять в такому порядку:

1. Викрутити болти кріплення кришок, зняти кришки, прокладки і злити масло з балансірів.

2. Відвернути гайки кріплення балансірів, попередньо відвернувши стяжні болти. Зняти опорні шайби балансірів.

3. Зняти з кінців вісі балансірної підвіски балансири і при необхідності випресувати за допомогою оправки з балансірів втулки.

4. Вийняти з кільцевої канавки опорних кілець ущільнювальні кільця і за допомогою знімача спресуйте з вісі опорні кільця балансірів, встановивши захвати знімача в кільцеву канавку опорного кільця.

5. Зняти з вісі балансірної підвіски захисні повстяні кільця і обойми манжет.

Розбирання реактивних штанг виконують в такому порядку:

1. Викрутити гайку кульового пальця, зняти пружинну шайбу і манжету.

2. Відвернути болти кріплення кришки наконечника реактивної штанги, зняти кришку і пружину сухарів.

3. Легкими ударами молотка по торцю кульового пальця вибити з наконечника реактивної штанги сухар і витягнути кульовий палець.

4. Випресувати за допомогою оправки з наконечника реактивної штанги внутрішній сухар.

Для зняття ресори необхідно відвернути гайки стремянок, відвернути болти і зняти кришки кронштейнів ресор, вийняти стремянки і зняти накладки ресор.

Знімати ресору рекомендується за допомогою візка.

Для розбирання ресори потрібно її встановити на пристосування з гвинтовим або гідравлічним притиском, стиснути ресору і відвернути гайку центрального болта.

Збірка балансірної підвіски

Напресувати на вісь кронштейни, отримавши розмір між отворами для кріплення до рами 743,56-744,44 мм і кут 30° , зафіксувати зварюванням положення осі щодо кронштейнів в місцях, передбачених конструкцією.

Встановити на кронштейни обойми і захисні кільця.

Напресувати на вісь опорні кільця балансірів до упору в торець, попередньо нагрівши їх до температури $80-90^\circ \text{C}$, і утримувати в цьому

положенні до охолодження. Кільце має бути напресовано так, щоб внутрішня фаска кільця була завернена в сторону кронштейна.

Встановити в паз опорних кілець ущільнювальні кільця. Змастити трансмісійним маслом поверхні тертя вісі і балансірів, встановити балансири на вісь.

Встановити на вісь опірні шайби шліфованої стороною до гайки так, щоб отвори шайб збігалися зі штифтами балансірів. Затягнути гайки кріплення балансірів так, щоб балансири проверталися на осі від невеликого зусилля руки без відчутного осьового переміщення. Заштопорити стяжними болтами гайки кріплення балансірів.

Встановити і закріпити кришки балансірів, попередньо встановивши прокладки кришок.

Залити в кожен балансир 1,2 л трансмісійного масла ТАп-15В.

Збірка реактивних штанг.

Запресувати в наконечники реактивної штанги сухар кульового пальця.

Встановити в наконечник штанги палець, сухар, пружину сухарів, прокладку кришки і закріпити кришку .

Вивернути в кришку маслянку і важеля плунжерним шприцом заповнити шарнір мастилом ЦИАТИМ-201.

Установку задньої підвіски на автомобіль проводити в послідовності, зворотній зняттю.

Роботу виконувати при необхідності.

Під час ремонту задньої підвіски автомобіля використовується шліфувальний верстат. Такий верстат повинен мати надійне захисне заземлення. На верстаті повинні бути чіткі записи, що вказують на призначення окремих панелей. На приводах комутаційних апаратів повинні бути чітко вказані положення «включено» та «відключено». Що стосується електропроводів, то вони не повинні бути оголеними або виступати з панелей.

Освітлення повинне бути на ньому комфортним для робітника. Даний верстат обладнаний :

- блокуючими пристроями - для зупинки столу і шліфувального кола при припиненні подачі електроенергії на плиту - верстати з електромагнітними плитами;

- люнетами – круглошліфувальні верстати. Люнети дозволяють шліфувати довгі деталі, у яких відношення довжини до діаметра дорівнює або більше 8;

- відсмоктувальними пристроями - верстати, при роботі на яких у повітрі робочої зони утворюється пил, концентрація якого перевищує гранично припустиму;

- груповими чи індивідуальними установками для відсмоктування шкідливих аерозолів із зони обробки – шліфувальні верстати, що працюють з використанням охолодної рідини.

Після закінчення роботи покласти інструменти на їхнє місце зберігання.

5.2. Захист від ураження електричним струмом.

Для забезпечення захисту робітника, що обслуговує металорізальний верстат, від ураження електричним струмом необхідне виконання ряду правил відповідно до вимог ДСТУ 7237:2011 «Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту»

Загальні вимоги:

Небезпечний і шкідливий вплив на робітника електричним струмом та електромагнітних полів проявляється через ураження електричним струмом у вигляді електротравм і професійних захворювань.

Ступінь небезпечного і шкідливого впливу на робітника електричного струму, електромагнітних полів залежить від:

- величини та властивостей (видів) напруги, струму;
- тривалості впливу електричного струму чи електромагнітного поля на організм робітника;

- шляху струму через тіло робітника;
- частоти електричного струму;
- умов довкілля;

Основними заходами захисту від ураження електричним струмом є огороження, яке виключає можливість торкання до струмопровідних частин; заземлення обладнання; упровадження захисного відключення струмоприймачів; забезпечення індивідуальними засобами захисту робітників; застосування зниженої напруги.

Заземлення всіх металевих елементів верстата, які не несуть струм, необхідно на випадок аварії, при якій шафа, кожух, труби, вузол виявляться під напругою щодо землі. Дотик до такого предмета людиною викликає ураження її струмом.

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЗАДНЬОЇ ПІДВІСКИ ПОВНОПРИВОДНОГО АВТОМОБІЛЯ.

При здійсненні порівняльного аналізу доцільно виділити два аспекти. Перший – це визначення оцінки відповідності чи невідповідності окремо взятих параметрів міжнародному рівню, а також оцінювання виробу в цілому шляхом узагальнення всіх груп параметрів. З метою проведення оцінки всі групи параметрів наводимо у вигляді безрозмірних величин та враховуємо вагомість кожного параметру у комплексній загальній оцінці рівня даних виробів.

Вагомість кожного окремого параметру з метою проведення узагальненої комплексної оцінки рівня виробів здійснюється за допомогою вагових коефіцієнтів, які встановлюються експертним шляхом.

Виходячи з цієї концепції, техніко-економічний рівень виробу визначається за формулою :

$$K_e = \sum_{i=1}^N B_{ij} \times P_{ij}$$

де B_{ij} – безрозмірні коефіцієнти кількісних значень показників;

P_{ij} – коефіцієнти вагомості параметрів.

На основі комплексної оцінки техніко - економічного рівня базової і модернізованої задньої підвіски повноприводного автомобіля вантажністю 12500 кг. визначаємо коефіцієнт еквівалентності, який показує величину відмінності у рівнях порівнювальних варіантів.

Таким чином, на основі комплексної оцінки показників техніко-економічного рівня варіантів базової і модернізованої задньої підвіски повноприводного автомобіля вантажністю 12500 кг. визначили коефіцієнт еквівалентності (коефіцієнт якості) підвіски. Його величина становить 1,176,

що свідчить про відмінність у техніко-економічному рівні базової і нової моделі у розмірі 17,6 % в сторону покращення якості.

Таблиця 6.1.Визначення коефіцієнту еквівалентності задньої підвіски повноприводного автомобіля вантажністю 12500 кг.

Найменування показників	Одиниці вимірювання	Значення показників		Відносний показник оцінюваного зразка	Коефіцієнт вагомості	Відносний показник з врахуванням коефіцієнта вагомості
		Проектного виробу	Базової моделі			
1 .Показники призначення						
1.1. Хід підвіски	Н×м	360	320	1,125	0,1	0,1125
2. Показники надійності						
2.1. Ресурс до капітального ремонту	тис. км.	260	226	1,15	0,35	0,402
2.2. Напрацювання на відмову	тис. км.	70	60	1,17	0,35	0,4095
3. Експлуатаційні показники						
3.1. Допустима температура експлуатації при температурі зовнішнього середовища від -60 до +45	С°	90	75	1,2	0,1	0,12
4. Комплексний показник технологічності		5,0	4,0	1,25	0,1	0,125
Всього:					1,0	1,176

Економічний аналіз конкурентоздатності модернізованої і базової задньої підвіски повноприводного автомобіля.

За критерій конкурентоздатності нової моделі підвіски приймають зменшення витрат споживача на одиницю роботи, що виконується. Це безпосередньо величина зменшення ціни споживання підвіски. З цієї точки зору конкурентоздатність підвіски знаходиться в оберненій залежності від ціни споживання. Якщо ціна споживання є меншою в проєктованій моделі в порівнянні з аналогом, то вона є конкурентоздатною.

Виходячи з даної концепції, відносний рівень (коефіцієнт) конкурентоздатності нової моделі визначається за формулою :

$$K_k = \frac{Ц_{са}}{Ц_{сн}}$$

де $Ц_{са}$ і $Ц_{сн}$ – відносна ціна споживання модернізованої і базової задньої підвіски повноприводного автомобіля вантажністю 12500 кг.

Калькуляція собівартості проєктованої підвіски.

Ціну підвіски визначаємо за методом «поточні витрати + прибуток» за формулою:

$$Ц = C_n (1+y/100),$$

де C_n – собівартість нової моделі підвіски, грн.;

y – норматив рентабельності, % (приймаємо 15%).

$$Ц = 487210,0 (1+15/100) = 560291,5 \text{ грн.}$$

Ціна підвіски (з ПДВ-20%) буде становити:

$$Ц_{пдв} = 560291,5 (1+0,2) = 672349,8 \text{ грн.}$$

Визначення собівартості виробництва підвіски проведено методом укрупненого калькулювання з використанням даних компанії «Богдан», ДП МОУ „ЛАРЗ”.

Розрахунок витрат на матеріали та основні комплектуючі вироби

Величина витрат на основні матеріали та покупні вироби, що включені в калькуляцію собівартості при виготовленні нової конструкції складається з вартості всіх видів основних матеріалів, які застосовуються, і визначається як сума добутку норми витрат відповідного виду матеріалу на його ціну.

Орієнтовна вартість основних матеріалів становить 17470 грн. і купованих комплектуючих виробів – 25440 грн.

Таким чином сума витрат на матеріали складає :

$$M = \sum M_0 + \sum M_k = 13090 + 18000 = 31090 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату.

Величина основної заробітної плати на виготовлення нової моделі підвіски визначаємо укрупненим методом за формулою:

$$Z_{02} = Z_{\text{год}} \times t_2 = 326,4 \times 348 = 113587,2 \text{ грн.}$$

де $Z_{\text{год}}$ - середньогодинна заробітна плата на виготовлення виробу за даними компанії «Богдан», ДП МОУ „ЛАРЗ”.

На виробництві переважно задіяні в основному робітники 5-го розряду, які виготовляють особливо складної конструкції:

$Z_{\text{мо}} = 90,2 \times 1,7 = 153,34 \text{ грн/год}$, де 90,2 грн. - мінімальна годинна тарифна ставка робітників першого розряду, які зайняті виготовленням особливо складної продукції при 8-годинному робочому дні 2024 року.

Таблиця 6.2 Калькуляція собівартості проектованої підвіски

Статті витрат	Умовні познач.	Сума, грн	Методика розрахунку
1. Сировина та основні матеріали	Мо	42910	
2. Куповані комплектуючі вироби, напівфабрикати та послуги кооперуючих підприємств	Кн	12750	
4. Платежі по обов'язковому страхуванню товарно-матеріальних цінностей	П _{стр}	8382	0,15% від п. (1+2+3)
5. Всього прямих матеріальних витрат	Мв	64262	П (1+2+3+4)
6. Основна заробітна плата основних виробничих робітників	Зо	113587,2	
7. Додаткова заробітна плата основних виробничих робітників	Зд	21013,6	18,5% від п.6
8. Відрахування в фонд єдиного соціального страхування	В _{соц} 12453,3	29612	22% від п.(6+7)
10. Відшкодування зносу інструменту та пристроїв цільового призначення та спеціальні витрати	З _{мшт}	17038	15% від п. 6
11. Витрати на підготовку та освоєння виробництва	В _{осв.}	11358,7	10% від п. 6
12. Витрати на утримання та експлуатацію устаткування	Р _{експ.}	3407,6	3,0% від п.6
13. Цехові витрати	Р _{цех.}	90869,6	80% п. 6
14. Загальнозаводські витрати	Р _{заг.}	136305,1	120% від п.6
15. Інші виробничі витрати	В _{інш}	2839,7	2,5% від п. 6
16. Виробнича собівартість	С _{вир.}	490293,5	∑ п.п.5 ... 15
17. Поза виробничі витрати	Р _{п.и.}	2451,5	0,5% п. 16
20. Повна собівартість	С _{пов}	487210,0	
21. Норма рентабельності	Р _н		15% від С _{ні}
22. Ціна підвіски (без ПДВ)	Ц	560291,5	С _{нп} + П _{ні}
23. Ціна підвіски (з ПДВ-20%)	Ц _{пдв}	672349,8	

1,7 – між розрядний коефіцієнт 5-го розряду для встановлення тарифних ставок від тарифної ставки першого розряду.

$t_2 = 348$ год. - сумарна трудомісткість виготовлення
проектованої підвіски.

Величина додаткової заробітної плати, нарахування на зарплату та інші статті витрат проводимо відразу в калькуляції. Згідно даних, отриманих від різних заводів – виробників, про процентне співвідношення решти статей до статті заробітної плати, визначаємо собівартість нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля вантажністю 12500 кг..

Розрахунок лімітної ціни нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля.

Лімітну ціну визначаємо за формулою:

$$C_{\text{lim}} = C_m \times K_e = 650865,5 \times 1,176 = 765417,8 \text{ грн.}$$

де C_m - ціна підвіски прийнятої за аналог (за даними преїскурантів – середня величина);

K_e - коефіцієнт еквівалентності.

Лімітну ціну нової моделі підвіски розглядаємо як збільшену ціну аналога на коефіцієнт, що відображає покращення якості нової моделі підвіски у порівнянні з аналогом. Ціна проектованої підвіски складає – 672349,8 грн., що значно менша від лімітної – 765417,8 грн.

Визначення доцільності інвестування виготовлення нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля.

Інвестування проекту вважаємо доцільним у випадку коли очікувані доходи від виробництва і реалізації нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля більші, ніж витрати інвестування, тобто

$$B(PV) > I$$

де $B(PV)$ - теперішня вартість майбутніх доходів, грн.

I - інвестиції в проект виготовлення нової моделі підвіски, грн

Розрахунок величини інвестицій (I).

Величина інвестицій у виготовлення нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля складається з витрат на підготовку виробництва і безпосередньо суми капіталовкладень у виробництво.

Витрати на підготовку виробництва проекрованої підвіски включають витрати на науково-дослідні роботи, витрати на проектування, витрати на розробку технологічних процесів, виготовлення макетного зразка ($Z_{пв}$):

$$Z_{пв} = 4100 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 6.3. Прогнозована величина виготовлення підвісок по роках і отриманого в результаті їх реалізації прибутку

Назва Показників	Р О К И								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Кількість виготовлених підвісок, шт.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Прибуток в результаті реалізації підвісок (тис грн.)	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3	21484,3
Ставка дисконту 10%	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,516	0,467	0,434
Величина прибутку приведена до теперішньої вартості (B_{pv})	19529,2	17746	16134,7	14673,8	13341,8	12117,2	11085,9	10033,2	9324,2

Капіталовкладення у виробництво проекрованої підвіски.

Ця величина включає вартість основних фондів (1400 тис. грн.) та затрати на реконструкцію (600 тис. грн.), що складає 2000 тис. грн.

$$I = Z_{пв} + K = 410 + 2000 = 2410 \text{ тис. грн.}$$

Визначення теперішньої вартості майбутніх доходів.

Теперішня вартість майбутніх доходів - це величина прибутку, який може бути отримано протягом періоду виготовлення і реалізації проектованої задньої підвіски міського автобуса, приведена до сьогоднішнього шляхом методу дисконтування, тобто:

$$V_{pv} = \Pi_1/(1+R) + \Pi_2/(1+R) + \dots + \Pi_n/(1+R),$$

де Π - прибуток, отриманий в результаті реалізації задньої підвіски міського автобуса в році 1,2.. n. Ставка дисконту визначається наступним чином:

$$\frac{1}{(1+R)^n}$$

Визначення величини прибутку (Π).

Ця величина визначається за формулою:

$$\Pi = \text{Ц} - \text{С} = 672349,8 - 650865,5 = 21484,3 \text{ грн.}$$

Π – прибуток, отриманий в результаті реалізації однієї підвіски, грн.,

С – величина собівартості виготовлення виробу, грн..

Прогнозована величина виготовлення підвіски за роками і отриманого в результаті їх реалізації прибутку подана в таблиці 4.

Здійснюємо розрахунок точки беззбитковості, яка визначається точкою рівноваги суми приведенного прибутку і сумарних капітальних витрат. Сумарна величина приведенного прибутку до теперішньої вартості, яку отримає підприємство в результаті реалізації проекту складає :

$$V_{pv} = \sum \Pi_i = 19529,2 + 17746 + 16134,7 + 14673,8 + 13341,8 + 12117,2 + 11085,9 + 10033,2 + 9324,2 = 123986 \text{ тис. грн.}$$

Далі визначаємо середню величину прибутку, який отримає підприємство:

$$P_{\text{сер}} = \frac{B_{PV}}{T}$$

$$P_{\text{сер}} = 123986/10 = 12398,6 \text{ тис. грн.}$$

Визначення величини економічного ефекту за весь період виготовлення і реалізації задньої підвіски повноприводного автомобіля.

Визначення величини економічного ефекту за методом „Критерію чистої дисконтованої вартості при прийнятті рішень про інвестиції”.

Критерій чистої дисконтованої вартості (NPV) показує доцільність інвестування проекту в випадку, якщо очікувані доходи від реалізації підвіски міського автобуса більше, ніж витрати на інвестиції.

$$NPV = -I + B_{PV} = -24100 + 123986 = 99886 \text{ тис. грн.}$$

$$NPV = 99886 \text{ тис. грн.}$$

Величина економічного ефекту за весь період виготовлення і експлуатації значно перевищує інвестиції в проекті. Тому можна зробити висновок про доцільність реалізації проекту.

Визначення терміну окупності капіталовкладень.

Термін окупності капіталовкладень ($T_{\text{окс}}$) визначаємо наступним методом

$$T_{\text{окс}} = \frac{I}{P_{\text{сер}}}$$

де I - величина інвестицій, тис. грн.;

$P_{\text{сер}}$ - середня величина прибутку, яку повинно отримати підприємство в результаті реалізації проекту, тис. грн.

$$T_{\text{окс}} = 24100/12398,6 = 1,94 \text{ років.}$$

На основі проведених розрахунків у економічній частині отримали наступні результати:

- а) $K_k > 1$ (коефіцієнт конкурентоздатності більший 1);
- б) $NPV = 99886 \text{ тис. грн.}$ (економічний ефект більший нуля);
- в) $T_{\text{окс}} = 1,94$ років (допустимі).

Усі вищенаведені розрахунки дозволяють зробити висновок про доцільність проектування нової моделі підвіски.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В рамках дослідження експлуатаційних характеристик задньої балансирної ресорної підвіски для вантажного автомобіля КрАЗ-260 було здійснено ряд важливих змін у конструкції, зокрема збільшено кількість листів ресори з 9 до 12 та зменшено товщину листів з 13 мм до 10 мм. Така модифікація мала на меті покращити характеристики підвіски, зокрема її жорсткість, здатність до поглинання ударних навантажень і зменшення прогинів при роботі. Проведені теоретичні розрахунки напружень показали, що нові параметри ресори не призводять до перевищення допустимих норм, що підтверджує надійність конструкції та її довговічність в умовах реальної експлуатації.

Розраховані напруження в листах ресори, що виникають при максимальному динамічному навантаженні, знаходяться в межах безпечних значень, що забезпечує нормальну роботу підвіски навіть за високих навантажень. Крім того, напруження в критичних точках, зокрема у корінному листі біля вушка ресори, також не перевищують допустимі межі, що є свідченням того, що конструкція здатна витримати значні навантаження без ризику руйнування.

Дослідження, проведене з використанням програми Ansys Mechanical, включало моделювання ресори при максимальних переміщеннях та аналіз напружень, що виникають в процесі роботи. Чисельне моделювання підтвердило правильність прийнятих інженерних рішень, зокрема щодо збільшення кількості листів до 12 і зменшення товщини до 10 мм, що покращило загальну жорсткість ресори. Результати моделювання показали, що така конструкція витримує більші навантаження та забезпечує зменшення прогинів порівняно з початковим варіантом, що є важливим для стабільної роботи підвіски.

Що стосується техніко-економічного обґрунтування доцільності проектування нової моделі задньої підвіски повноприводного автомобіля, то проведений аналіз вказує на значні переваги, які забезпечує нова конструкція.

Зокрема, вона не лише відповідає вимогам щодо надійності і міцності, а й сприяє зниженню витрат на обслуговування завдяки збільшеній довговічності елементів підвіски. В результаті, нова підвіска дозволить значно підвищити ефективність роботи автомобіля в умовах експлуатації, а також забезпечить кращі амортизаційні характеристики, що знижує навантаження на інші елементи транспортного засобу.

Таким чином, всі проведені дослідження, як теоретичні, так і за допомогою чисельного моделювання, підтвердили правильність змін у конструкції ресори та її доцільність. Зміни параметрів ресори, зокрема збільшення кількості листів та зменшення їх товщини, покращують її характеристики без перевищення допустимих значень напружень. Це забезпечує високу надійність і довговічність підвіски, що є важливим для підвищення експлуатаційних характеристик вантажного автомобіля. З огляду на ці результати, можна зробити висновок про доцільність проектування нової моделі підвіски для КрАЗ-260, яка відповідає сучасним вимогам надійності, економічності та ефективності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боднар М. Ф. Експериментальна оцінка експлуатаційної витрати палива автобуса малого класу на приміському маршруті / М. Ф. Боднар, Я. Ф. Митник // Автошляховик України. - 2012. - № 1. - С. 15-19. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/au_2012_1_6
2. Дячук М. В. Вдосконалення розрахункових методів оцінки параметрів вібронавантаженості несучих систем автомобіля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 / Дячук М. В. – Харків, ХНАДУ, 2005. – 20 с.
3. Кальченко Б. І. Вплив плавності ходу колісних тракторів на навантаженість трансмісії / Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. П. Кожушко // Автомобильный транспорт. - 2017. - Вып. 41. - С. 30-37. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2017_41_6
4. Гащук П.М. Автомобіль: теорія колісного рушія: навчальний посібник. – Київ: Кондор, 2018. – 328 с.
5. Кальченко Б. І. Оцінка плавності руху самохідної машини при впливі нерівностей поверхні / Б. І. Кальченко, А. П. Кожушко, А. Р. Кісельов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. - 2017. - № 30. - С. 56-63. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcprimm_2017_30_9.
6. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. – 236 с.
7. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників. – Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. – 173 с.
8. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник для ВНЗ. – Арістей, 2010. – 155 с.

9. Коробко А.І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів: дис. ... канд. техн. наук : 05.01.02 / Андрій Іванович Коробко. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 176 арк.
10. Босюк П.В., Левкович М.Г., Клендій В.М. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Частина I для студентів спеціальності 6.070106 «Автомобільний транспорт» денної і заочної форми навчання: конспект лекцій. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 123 с.
11. Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Огневий В. О., Смирнов Є. В. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 163 с.
12. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. – навчальний посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». – Дніпропетровськ: «Системні технології», 2000. – 287 с., іл.
13. Сахно В.П., Костенко А.В., Загороднов М.І., Сакно О.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів. Частина 1. – Д.: Видавництво Ноулідж, 2014. – 444 с.
14. Керницький І. С. Науково-прикладні основи проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демфуючих елементів систем підресорювання колісних машин : дис. докт. техн. наук : 05.05.02 / Керницький І. С. – Львів, 2001..
15. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія: навчальний посібник. – К.: Арістей, 2011. – 356 с.
16. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посіб. для студентів вищих навчальних закладів напрямку "Інженерна механіка" / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

17. Крайник Л. В. Дослідження вертикальних коливань дволанкового автовозу / Л. В. Крайник, О. В. Житенко. // Наук. Вісник НЛТУ України: Зб. Наук.-техн. праць. – 2007. – №17. – С. 116–121.
18. Крайник Л. В. Формування нормативної оцінки плавності руху автобусів / Л. В. Крайник, С. М. Назаркевич. // Вісник Донецької академії автомоб. транспорту.. – 2009. – №3. – С. 19–22..
19. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник / Кисликов В.Ф., Лущик В.В. – 6-те вид. – К.: Либідь, 2006. – 400 с.
20. Грубель М.Г., Назаркевич С.М., Зіркевич В.М. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Курс лекцій. – Львів: Вид-во Академії сухопутних військ, 2011. –153 с.
21. Крайник Л. В. Алгоритм моделювання руху автобусів у типових їздових циклах та особливості розрахунку лінійної витрати палива / Л. В.
22. Крайник, М. Ф. Боднар // Вісник НУ"ЛП" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2011. – №701. – С. 38-42.
23. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підручник / О. А. Лудченко. – К.: Знання – Процес, 2003. – 511 с.
24. Пахарєва С.О. Посібник з дисципліни «Автомобільна техніка». Загальна будова автомобіля: навчальний посібник / За ред. С.О. Пахарєва. – К.: Видавничополіграфічний центр «Київський університет», 2010. – 392 с.
25. Оцінка результатів комп'ютерного моделювання та дорожніх випробувань по плавності ходу та вібрацій при русі автобуса ЛАЗ – 4207 по асфальтовому покриттю / Р. А. Акопян, О. В. Дубянський, М. Д. Палюх, С. І. Давидяк. // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych I naszym roboczych samojezdnych. – 1996. – С. 9–14
26. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. – Кн. 1 : Теоретичні

- основи. Технологія: Підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигринець. – К.: Вища школа, 1994. – 384 с.
27. 64. Пат. 128458 на корис. мод., Україна, МПК В60G 17/00. Спосіб поліпшення плавності руху транспортного засобу / Дущенко В.В., Маслієв А.О., Маслієв В.Г.; заявник і патентовласник НТУ „Харківський політехнічний інститут”. – № и 201711323; заявл. 20.11.2017; опубл. 25.09.2018. Бюл. № 8.
28. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
29. ДСТУ ОHSAS 18001:2010 «Системи управління безпекою та гігієною праці. Вимоги»
30. ДСН 3.3.6.037-99 „Державні санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку”.
31. НПАОП 0.00 – 7.11 – 12 "Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників".
32. ДСН 3.3.6.039-99 "Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу".
33. Андрійчук В.Г. Ефективність діяльності аграрних підприємств: теорія, методика, аналіз: Монографія. – К.: КНЕУ, 2005. – 292с.
34. .Петрович Й.М., Кіт А.Ф., Кулі шов В.В. та ін. Економіка підприємства: Підручник / За загальною редакцією Й.М. Петровича. – Львів: „Магнолія плюс”, видавець В.М. Піча.- 2004.-680с.
35. Харчишина О.В. Напрями підвищення економічної ефективності галузі скотарства // Економіка АПК – 2002 - №11.