

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу ремонту задньої підвіски
автомобіля Daewoo Lanos з обґрунтуванням параметрів конструкції важеля
підвіски при навантаженні

Виконав: студенти 6 курсу, групи МАМ-61

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Олександр
АДЛАХОВИЧ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Михайло ДОСКОЧ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Роман
РОГАТИНСЬКИЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Роман ХОРОШУН

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)
«12» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Адлаховичу Олександровичу Руслановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу ремонту задньої підвіски

автомобіля Daewoo Lanos з обґрунтуванням параметрів конструкції важеля
підвіски при навантаженні

Керівник роботи Рогатинський Роман Михайлович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 12 » листопада 2024 року № 4/7-1089

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Технічна характеристика задньої підвіски автомобіля
Daewoo Lanos

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.
4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних
ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Установка для миття автомобіля знизу – 1А1.

Приспосіблення для стискання пружини – 1А2. Приспосіблення для зняття
пальців рульових тяг – 1А2. Підйомник канавний – 1А1.

Затискний пристрій стенду – 1А1.

Стенд для перевірки підвіски автомобіля – 1А1.

Індикаторне пристосування для регулювання підшипників ступиці – 1А1.

Стенд для діагностування кутів усановки коліс – 1А1.

Дільниця ремонту підвіски автомобілів – А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 12.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	20.11.24р	
2	Технологічний розділ	27.11.24р	
3	Конструкторський розділ	04.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	11.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	18.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	18.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	27.12.24р	

Студент _____
(підпис)

Адлахович Олександр Русланович _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Рогатинський Роман Михайлович _____
(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)
«12» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Доскоч Михайло Степанович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу ремонту задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos з обґрунтуванням параметрів конструкції важеля підвіски при навантаженні

Керівник роботи Рогатинський Роман Михайлович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 12 » листопада 2024 року № 4/7-1089

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Технічна характеристика задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

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

Початкова геометрія підвіски з подвійним геометричним важелем – 1А1.

Результати наукових досліджень – 3А1.

Лінійний статичний аналіз – 2А1.

Аналіз вигину до оптимізації товщина 15 мм. – 1А1.

Аналіз вигину до оптимізації товщина 10 мм. – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 12.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	20.11.24р	
2	Технологічний розділ	27.11.24р	
3	Конструкторський розділ	04.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	11.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	18.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	18.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	27.12.24р	

Студент

(підпис)

Доскоч Михайло Степанович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Рогатинський Роман Михайлович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Удосконалення технологічного процесу ремонту задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos з обґрунтуванням параметрів конструкції важеля підвіски при навантаженні».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра професор АМ Рогатинський Роман Михайлович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 114 сторінки формату А4 та 16 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: параметри, навантаження, оптимізація, аналіз, вплив.

ЗМІСТ

Вступ.....	9
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	11
1.1 Підвіска з подвійними важелями.....	11
1.2 Історія та застосування подвійної важільної підвіски.....	15
1.3 Коефіцієнт надійності.....	17
1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	18
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	21
2.1 Обґрунтування економічної доцільності обраного методу ремонту задньої підвіски.....	21
2.2 Методика виконання контрольних вимірювань і перевірок.....	22
2.3 Етапи демонтажу та ідентифікація пошкоджень.....	24
2.4 Список інструментів, обладнання та пристосувань, використаних у роботі.....	33
2.5 Перелік робіт, що виконуються під час ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО після ремонту задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos.....	35
2.6 Пропозиції щодо запобігання подібним дефектам та спрощення виконання аналогічних ремонтів.....	38
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	40
3.1 Аналіз кінематичних характеристик підвіски.....	40
3.2 Розрахунок характеристик пружини та підпружинника.....	43
3.3 Аналіз геометричних, масових та силових характеристик пружини і підпружинника.....	48
3.4 Визначення міцності пружини.....	50
3.5 Розрахунок міцності підпружинника.....	52
3.6 Граничні показники параметрів пружини та підпружинника.....	52
3.7 Обчислення збільшеної жорсткості підвіски.....	53
3.8 Обчислення кутової жорсткості підвіски.....	56
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	60
4.1 Огляд програмного забезпечення.....	60
4.2 Початкова геометрія підвіски з подвійним поперечним важелем.....	65

	8
4.3 Побудова сітки.....	66
4.4 Визначення граничних умов та режимів навантаження.....	72
4.5 Налаштування програмного продукту.....	75
4.6 Аналіз навантаження на верхньому кермовому важелі.....	75
4.7 Лінійний статичний аналіз.....	78
4.8 Аналіз вигину.....	85
4.9 Модальний аналіз.....	89
4.10 Аналіз даних.....	93
4.11 Оцінка коефіцієнта запасу міцності.....	95
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	98
5.1 Техніка безпеки при виконанні ремонтних робіт.....	98
5.2 Закономірності утворення шкідливих речовин у двигунах внутрішнього згорання.....	103
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	110
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	112
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Надійність і довговічність автомобільних систем є ключовими аспектами в автомобільній інженерії, особливо у контексті важливості безпеки і комфорту водіння. Задня підвіска автомобіля відіграє вирішальну роль у забезпеченні стабільності та керованості автомобіля, особливо при різних дорожніх умовах. Автомобіль Daewoo Lanos, який був популярним на ринках країн з перехідною економікою, характеризується широким використанням та потребує ефективних підходів до ремонту й технічного обслуговування. Ця робота зосереджена на удосконаленні технологічного процесу ремонту задньої підвіски цього автомобіля, з особливим акцентом на важеля підвіски, його параметрах і поведінці під час навантаження.

Значне навантаження, що впливає на задню підвіску під час експлуатації, вимагає глибокого аналізу структурної міцності і втомних властивостей важеля підвіски. Покращення параметрів конструкції та технологічного процесу ремонту можуть значно підвищити ефективність ремонтних робіт і забезпечити більшу надійність та безпеку водіння. Ця робота має на меті вивчити існуючі методики ремонту, проаналізувати їх недоліки і запропонувати вдосконалені рішення, які базуються на сучасних наукових дослідженнях і технологічних досягненнях.

Наукова новизна та практична значущість проведеного дослідження полягають у створенні оптимізованих параметрів верхнього кермового важеля підвіски, які забезпечують значне підвищення експлуатаційних характеристик автомобіля. Завдяки впровадженню цих параметрів, важіль підвіски здатний витримувати підвищені навантаження без втрати ефективності, що є ключовим фактором у забезпеченні довговічності та надійності транспортного засобу.

Оптимізація конструкції дозволяє зменшити вагу компонента, що позитивно впливає на загальну масу автомобіля, покращуючи паливну економічність. При цьому підвищуються механічні властивості важеля, зокрема його стійкість до деформацій і руйнувань під час дії динамічних навантажень. Крім того, нові конструктивні рішення сприяють зниженню витрат матеріалів і

трудовитрат на виробництво, що є важливим фактором для автомобільної промисловості.

Практична значущість також обумовлена здатністю адаптувати розроблену конструкцію до широкого спектра транспортних засобів, що робить її універсальною для використання у сучасних автомобілях. Це дозволяє не лише підвищити рівень безпеки та надійності автомобілів, але й забезпечити їхню відповідність екологічним стандартам та зростаючим вимогам до ефективності транспортних систем.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Підвіска з подвійними важелями

Подвійна важільна підвіска, також відома як система з верхнім і нижнім важелями у формі літери "А", є різновидом незалежної підвіски, що застосовується в автомобілях. Ця конструкція передбачає використання двох важелів, які можуть бути розташовані паралельно, для закріплення колеса. Кожен важіль з'єднується з рамою кузова в двох точках і має шарнірне з'єднання з поворотним кулаком. Для регулювання вертикальних переміщень амортизатор і пружина монтуються на важелях.

Система з подвійними важелями надає інженерам можливість тонко налаштовувати траєкторію руху колеса під час роботи підвіски. Це дозволяє контролювати такі важливі параметри, як кут розвалу, схема сходження, висота центра крену, радіус кочення, бокове зміщення та інші характеристики, що впливають на динаміку автомобіля.

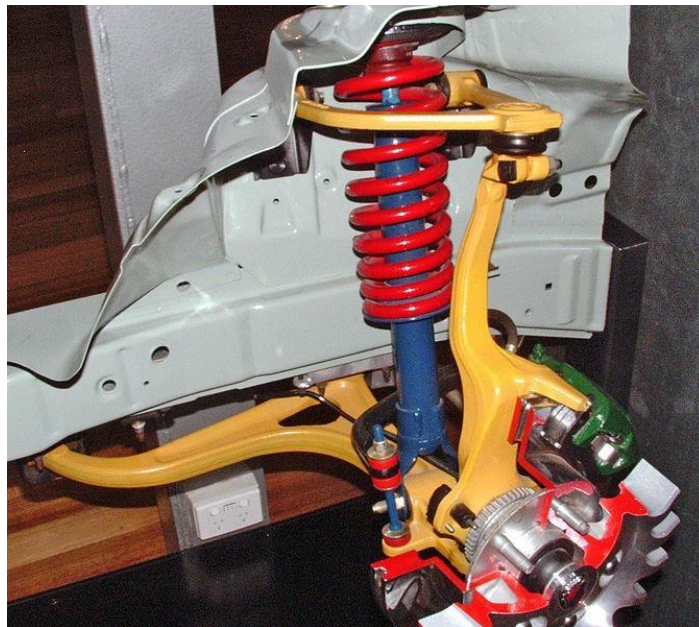


Рис. 1.1. Важелі та опора забарвлені в жовтий колір.

Система подвійної важільної підвіски, відома також як система з подвійними А-образними важелями, включає в себе важелі, що можуть мати форму літер "А" чи "L", або представляти собою одиночну штангу. Такі важелі можуть бути інтегровані в різні види підвісок, включно з системами МакФерсон і Чепмен. Зазвичай верхній важіль у таких системах виготовляється

коротшим для забезпечення негативного кута розвалу колеса під час стиснення підвіски, що часто описується як система "SLA" або "short long arms" (короткі довгі важелі).

Під час маневрування автомобілем, коли кузов крениться внаслідок повороту, це призводить до збільшення позитивного кута розвалу на внутрішньому, менш навантаженому колесі, тоді як зовнішнє, більш навантажене колесо, набуває негативного кута розвалу. Елементом, що з'єднує зовнішні кінці важелів, є поворотний кулак з шкворнем, ступицею або опорою, на якій закріплені підшипник колеса та саме колесо. Негативний вплив на поведінку автомобіля залежить від кута розвалу в трьох основних випадках:

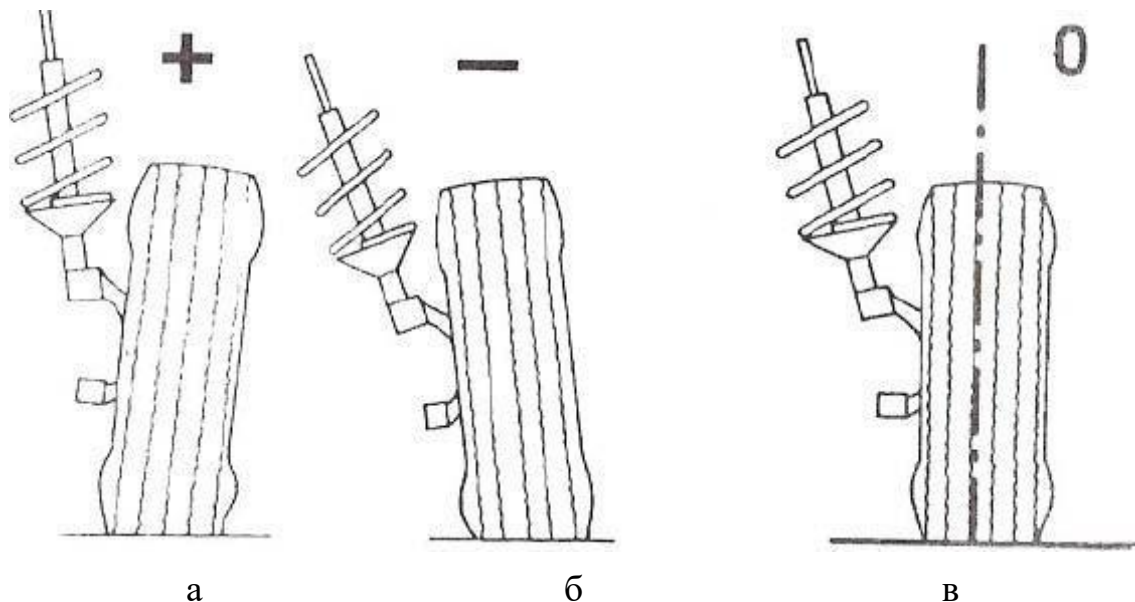


Рис. 1.2. Величини кута розвалу:

а - Позитивний розвал - верхня частина колеса відхилена назовні від центру автомобіля. б - Негативний розвал - верхня частина колеса нахилена всередину від центру автомобіля. в - Нульовий розвал - колесо встановлене вертикально відносно поверхні дороги.

Нульовий кут розвалу цей режим характеризується перпендикулярним розташуванням колеса до дорожнього покриття, що може ускладнити управління автомобілем. Таке налаштування часто використовується на гоночних трасах для забезпечення максимальної прямолінійності при високих швидкостях.

Негативний кут розвалу застосовується головним чином на задніх колесах для підвищення зчеплення з дорогою, особливо важливо для

транспортних засобів з окремими системами підвіски. Негативний кут сприяє кращому зчепленню при швидкому проходженні поворотів, але його не застосовують на передніх колесах, щоб уникнути надмірного зносу шин і нестабільності керування.

Позитивний кут розвалу встановлюється у діапазоні від 0 до 2 градусів для передніх коліс. Цей кут розвалу корисний, оскільки бічні сили під час руху сприяють підйому колеса, що знімає навантаження з шкворневої гайки. Це, у свою чергу, забезпечує оптимальне положення конічних підшипників, що важливо для довговічності та надійності підвіски (див. рис. 1.3).

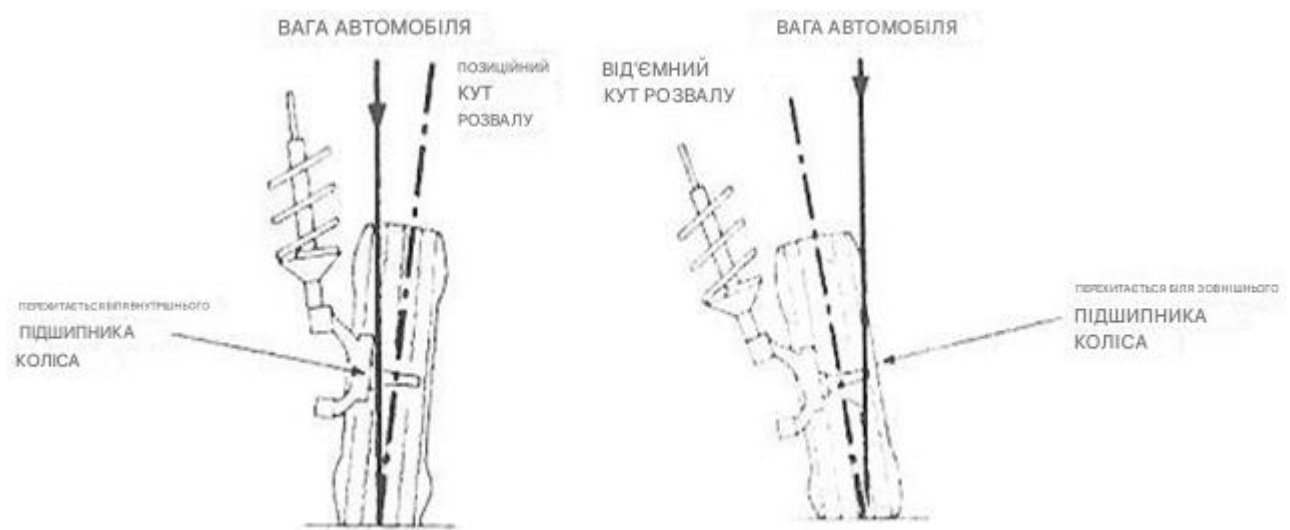


Рис. 1.3: Наслідки позитивного та негативного кутів розвалу.

Коли автомобільне колесо зазнає навантаження, воно може зберігати вертикальне положення. В ситуаціях, коли кут розвалу не позитивний, згинальний момент спонукає передні колеса до набуття негативного кута розвалу. Натомість позитивний кут розвалу забезпечує, що передні колеса витримують повне навантаження, зберігаючи їх у вертикальному положенні.

Щоб протистояти навантаженням вздовж осі, таким як прискорення та гальмування, важелі обладнані двома втулками або кульовими шарнірами на борту кузова.

На кінці кулака зазвичай застосовують одиночні кульові шарніри, що передають навантаження керування через кермовий важіль, і важелі мають форму "А" або "L". "L"-подібні важелі переважно використовуються на легкових автомобілях, адже вони дозволяють досягнути оптимального балансу між управлінням та комфортом. Втулка, що розташована уздовж колеса,

зазвичай жорстка, щоб ефективно керувати навантаженнями під час маневрування, тоді як віддалена втулка може бути більш м'якою, дозволяючи колесу відступити під впливом ударних навантажень уздовж осі. Для задньої підвіски пара шарнірів може бути встановлена на обох кінцях важеля, надаючи їм "Н"-подібний вигляд у плані. В альтернативному варіанті, нерухомий привідний вал може виконувати роль важеля, якщо конфігурація іншого важеля забезпечує контроль за вертикальною частиною. Цей механізм успішно застосовувався в системі незалежної задньої підвіски Jaguar (IRS). З боку підвіски виглядає як чотирьохважільний механізм, що дозволяє легко визначити зміну кута розвалу (див. кут розвалу) та інші параметри для заданих місць розташування втулок або кульових шарнірів. Встановлення втулок або шарнірів під кутом дозволяє налаштувати геометрію проти занурення і підйому.

У багатьох гоночних автомобілях пружини та амортизатори переміщені всередину кузова. Підвіска використовує колінчастий важіль для передачі сил від кінця підвіски до внутрішньої пружини та амортизатора. Якщо рух буфера збільшується, така система називається "штовхаючим важелем", де важіль приєднаний до нижньої частини вертикальної частини і направлений вгору. З рухом колеса вгору, штовхаючий важіль стискає внутрішню пружину через важіль або шарнірну систему. Протилежна конструкція, "тягнучий важіль", буде тягнути за важіль під час руху буфера, і важіль повинен бути прикріплений до верхньої частини вертикальної частини, направлений вниз. Розміщення пружини та амортизатора всередині збільшує загальну масу підвіски, але зменшує непідвісну масу і дозволяє конструктору зробити підвіску більш аеродинамічною.

Переваги:

Подвійна важільна підвіска забезпечує значну свободу для інженерних налаштувань у порівнянні з іншими типами підвісок. Вона дозволяє детально проаналізувати та оптимізувати вплив переміщення кожного вузла, що дає змогу досягти максимально ефективної кінематики підвіски та ідеального руху колеса. Крім того, завдяки можливості точного розрахунку навантажень, які діють на окремі компоненти, стає можливим створення полегшених і більш оптимізованих деталей. Ще однією перевагою є постійне зростання негативного

кута розвалу на всьому діапазоні ходу стиснення. Це відрізняє її від підвіски типу MacPherson, яка забезпечує негативний розвал лише на початкових етапах стиснення, а на великих амплітудах переходить до позитивного розвалу.

Недоліки:

Недоліком подвійної важільної підвіски є те, що вона вимагає більше простору для розміщення і має складнішу конструкцію порівняно з підвісками типу MacPherson. Через більшу кількість компонентів її обслуговування є більш трудомістким і займає більше часу. Крім того, ця підвіска має більшу вагу, що може негативно впливати на загальні динамічні характеристики автомобіля в порівнянні з легшими системами MacPherson.

1.2 Історія та застосування подвійної важільної підвіски

Подвійна важільна підвіска була вперше розроблена у 1930-х роках. З 1934 року французька компанія Citroën впровадила її у таких моделях, як Rosalie та Traction Avant. Компанія Packard Motor Car, розташована у Детройті, штат Мічиган, почала використовувати цю систему на автомобілі Packard One-Twenty у 1935 році, презентуючи її як засіб підвищення безпеки. Перед поширенням автомобілів з переднім приводом у 1980-х, подвійні важільні системи чи їх модифікації були розповсюджені серед багатьох звичайних автомобілів. Згодом підвіска MacPherson стала більш популярною через свою простоту та вартість виробництва, а також ефективніше використання простору у шасі, особливо в автомобілях з переднім приводом, що дозволяло збільшити простір у моторному відділенні.

Зміна конструкції передньої підвіски у Honda Civic з подвійної важільної на MacPherson у моделях після 2000 року є яскравим прикладом цієї тенденції.

Подвійні важелі досі вважаються кращими за динамічні властивості та спроможність розподілу навантажень, тому їх застосовують у автомобілях преміум-класу. Так, подвійні важелі можна знайти в автомобілях марок Alfa Romeo, MG, Pontiac, Honda та Mercedes-Benz. Підвіска типу "short long arms", що є варіантом подвійної важільної підвіски, широко застосовується на передніх підвісках середніх та великих автомобілів, наприклад Honda Accord,

Daewoo Lanos (замінена на MacPherson у моделях після 2013 року), Peugeot 407 або Mazda 6/Atenza, та є поширеною на спортивних та гоночних автомобілях. Цей тип підвіски мінімізує зміни кута розвалу при динамічних навантаженнях і розвантаженнях.

Оптимізація – це процес, спрямований на досягнення найкращого результату в межах заданих умов. У контексті проектування та обслуговування інженерних систем, фахівці змушені приймати численні технологічні та управлінські рішення на різних стадіях роботи. Головною метою таких рішень є або мінімізація витрат ресурсів, необхідних для виконання певного завдання, або максимізація очікуваних вигод. Усі зусилля та результати в реальних умовах можуть бути представлені у вигляді функцій змінних параметрів, тому оптимізацію можна розглядати як пошук таких умов, за яких функція досягає свого максимуму або мінімуму.

Як видно з наведеного графіка, точка «X», яка відповідає мінімальному значенню функції $f(x)$, також є точкою максимального значення функції $-f(x)$. Це дає змогу розглядати оптимізацію, переважно, як процес мінімізації, оскільки знаходження максимуму функції еквівалентне пошуку мінімуму її негативу.

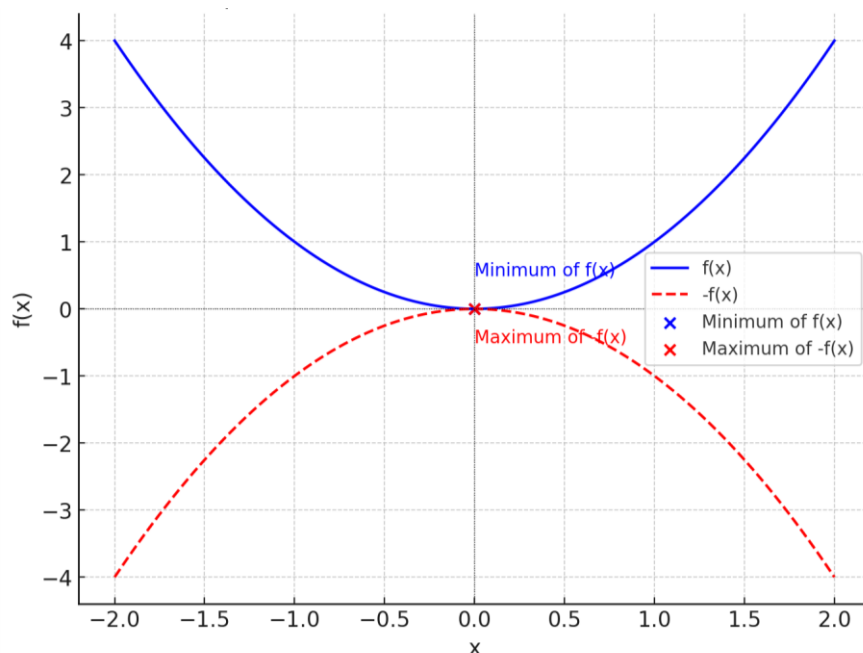


Рис. 1.4. Максимальні та мінімальні значення:

графік функцій $f(x)$ (синя лінія) та $-f(x)$ (червона пунктирна лінія) із зазначенням мінімуму функції $f(x)$ та максимуму функції $-f(x)$.

Через різноманіття задач, що виникають в процесі оптимізації, не існує єдиного універсального методу для їх ефективного вирішення. З цієї причини були розроблені різні підходи та методи, кожен з яких орієнтований на специфічний тип задачі.

1.3 Коефіцієнт надійності

Коефіцієнт надійності (FOS), також відомий як фактор безпеки (SF), визначає запас міцності системи, що перевищує очікувані або фактичні навантаження. Іншими словами, це характеристика, яка показує, наскільки конструкція є більш міцною, ніж потрібно для передбачених умов експлуатації. Розрахунок коефіцієнта безпеки зазвичай виконується через детальний аналіз, адже повномасштабне тестування у більшості проєктів, таких як мости чи будівлі, часто є технічно складним або неможливим. Однак здатність конструкції витримувати навантаження має бути визначена з високою точністю.

У сфері машинобудування широко застосовується практика проєктування елементів таким чином, щоб максимальні робочі напруження не перевищували межу міцності на розрив (UTS) чи межу плинності матеріалу. Для цього вводиться коефіцієнт безпеки, який дозволяє створити додатковий запас міцності та врахувати невизначеності, що можуть виникнути під час розробки. Цей коефіцієнт враховує фактори, які перебувають поза контролем конструктора, і компенсує можливі похибки в процесі проєктування.

Деякі системи спеціально проєктуються з підвищеним запасом міцності, щоб забезпечити надійність у надзвичайних ситуаціях, при непередбачуваних навантаженнях, неправильній експлуатації або поступовому зношуванні матеріалів.

Основні підходи до застосування коефіцієнта безпеки це відношення міцності до навантаження. Використовується як міра надійності конструкції, визначаючи співвідношення між абсолютною міцністю (несучою здатністю) та фактичним прикладеним навантаженням.

Фіксоване значення це константа, яка встановлюється законодавчо, технічними стандартами, контрактами чи галузевими нормами, і якій проєкт має відповідати або перевищувати її.

Визначення оптимального коефіцієнта безпеки під час проєктування компонентів є балансом між збільшенням витрат та ваги конструкції і отриманням підвищеного рівня надійності чи безпеки. Збільшення коефіцієнта безпеки зазвичай вимагає використання важчих компонентів, дорогих матеріалів або вдосконалення конструкційного дизайну. Вибір відповідного значення базується на ряді чинників, головними з яких є точність прогнозування навантажень та зносу, можливі наслідки відмови та вартість надмірного проєктування.

Наприклад, для компонентів, відмова яких може спричинити значні матеріальні збитки, серйозні травми або навіть летальні наслідки, коефіцієнт безпеки зазвичай становить 4 або більше (у деяких випадках до 10). Для некритичних компонентів нерідко використовують коефіцієнт 2. Особливу увагу необхідно приділяти елементам, які піддаються вібраційним навантаженням, особливо якщо вібрації наближаються до резонансних частот. Важливо також враховувати вібрації, викликані сейсмічними явищами, які можуть мати значний вплив на конструкцію. У ситуаціях, коли бажано збільшити коефіцієнт безпеки, перед прийняттям рішення необхідно провести глибокий аналіз ситуації.

Значення коефіцієнта безпеки залежить від сфери застосування для автомобільних систем зазвичай застосовують коефіцієнт 3,5.

1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Розробка системи підвіски є одним із ключових аспектів проєктування транспортних засобів, адже під час руху пасажери часто стикаються з дискомфортом, викликаним дорожніми нерівностями, такими як вибоїни, ями та інші дефекти покриття.

Під час проїзду через такі ділянки дороги транспортний засіб зазнає різких рухів, які безпосередньо впливають на комфорт пасажирів, створюючи для них суттєві незручності.

У цьому контексті система підвіски відіграє вирішальну роль. Її конструкція має бути розроблена так, щоб ефективно витримувати та поглинати удари, запобігаючи передачі цих коливань пасажирам. Головною метою підвіски є забезпечення плавної та безпечної їзди для всіх, хто перебуває у транспортному засобі.

Розробка оптимізованих параметрів задньої підвіски автомобіля з урахуванням економічної доцільності, підвищення надійності та довговічності конструкції, а також впровадження сучасних методів розрахунку і аналізу.

Завдання до виконання:

2 Технологічний розділ. Провести аналіз економічної доцільності запропонованого методу ремонту задньої підвіски автомобіля, визначити основні фактори впливу на його вартість. Розробити методику виконання контрольних вимірювань та перевірок під час діагностики стану підвіски. Описати етапи демонтажу задньої підвіски та ідентифікацію пошкоджень компонентів. Скласти список інструментів, обладнання та пристосувань, необхідних для виконання ремонтних робіт. Визначити перелік регламентних робіт, що виконуються під час ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО після ремонту задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos. Розробити рекомендації щодо запобігання подібним дефектам у майбутньому та спрощення виконання аналогічних ремонтів.

3 Конструкторський розділ. Провести аналіз кінематичних характеристик підвіски, визначити основні параметри її роботи. Розрахувати характеристики пружини та підпружинника, зокрема їхню жорсткість та витривалість. Виконати аналіз геометричних, масових та силових характеристик компонентів підвіски. Здійснити розрахунок міцності пружини, забезпечивши відповідність до експлуатаційних вимог. Провести розрахунок міцності підпружинника, оцінити його витривалість під дією навантажень. Визначити граничні показники параметрів пружини та підпружинника для забезпечення їхньої ефективної роботи. Виконати обчислення збільшеної жорсткості підвіски після

оптимізації. Обчислити кутову жорсткість підвіски, враховуючи зміну конструктивних характеристик.

4 Науково-дослідний розділ. Провести огляд програмного забезпечення, що використовується для аналізу та оптимізації підвіски з подвійними важелями. Створити початкову геометрію підвіски та побудувати сіткову модель для аналізу. Визначити граничні умови та режими навантаження для подальшого моделювання. Виконати налаштування програмного продукту для проведення розрахунків. Провести аналіз навантаження на верхньому кермовому важелі. Виконати лінійний статичний аналіз для оцінки напружень і деформацій. Провести аналіз вигину для визначення стійкості конструкції. Здійснити модальний аналіз для оцінки динамічних характеристик підвіски. Проаналізувати отримані результати, сформулювати висновки та рекомендації. Оцінити коефіцієнт запасу міцності конструкції.

5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Розробити рекомендації з техніки безпеки під час виконання ремонтних робіт. Проаналізувати закономірності утворення шкідливих речовин у двигунах внутрішнього згорання, розробити рекомендації щодо їх мінімізації.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування економічної доцільності обраного методу ремонту задньої підвіски

Розглядаючи оптимізацію витрат на ремонт задньої підвіски, важливо врахувати окремі складові цього процесу. Вартість компонентів задньої підвіски є визначальним фактором при виборі методу ремонту:

Балка підвіски становить найбільшу частку витрат, ціна якої складає 974 гривні.

Вартість пружини підвіски є 235 гривень, що робить її заміну економічно вигідною.

Комплект амортизаторів можна придбати за 250 гривень.

Малі компоненти, такі як втулки амортизатора та стабілізатора, коштують відповідно 35 і 47 гривень, а стабілізатор поперечної стійкості – 80 гривень.

Підшипник маточини колеса, що має ціну 175 гривень, також є важливим елементом у загальній схемі ремонтних робіт.

З огляду на те, що відновленню не підлягають резинові втулки через їх швидкий знос та незначну вартість, рекомендується їх заміна на нові для забезпечення надійності та безпеки підвіски. Цей підхід дозволяє зменшити потенційні ризики в подальшій експлуатації автомобіля та забезпечує краще управління витратами на обслуговування автотранспорту.

З огляду на конструкцію амортизаторів, їхня ремонтпридатність обмежена через використання запресованих та нерозбірних корпусів, що вимагає заміни цих компонентів на нові у разі їхньої несправності. Аналогічно, підшипники маточини колеса, які вийшли з ладу, також слід замінювати, оскільки ремонт або відновлення їх можливостей недоцільний.

Щодо балки підвіски, яка є вартісним елементом автомобіля, існує можливість її ремонту у випадках, коли проушини чи кронштейни кріплення зазнали зносу. Реставрація цієї деталі може бути виконана методом

наплавлення або наварювання, що дозволяє продовжити термін служби балки без необхідності її повної заміни.

Ці рекомендації допоможуть забезпечити більш ефективне використання ресурсів та підвищення надійності автомобільної підвіски, зменшуючи загальні витрати на обслуговування автотранспортних засобів.

2.2 Методика виконання контрольних вимірювань і перевірок

Для забезпечення правильної та ефективної перевірки амортизаторів важливо слідувати певній послідовності контрольних обмірів. Нижче викладено оптимізований метод перевірки:

Перевірка амортизаторів на динамометричному стенді. Встановлення амортизатора на стенді: Амортизатор монтується на спеціалізованому стенді, що дозволяє вимірювати його характеристики під час роботи.

Аналіз робочої діаграми: На стенді вивчається робоча діаграма амортизатора. Важливо, щоб крива діаграми була гладкою, особливо в критичних точках переходу між стадіями стиснення і віддачі. Наявність будь-яких плоских ділянок може свідчити про несправності.

Оцінка точок на діаграмі рис. 2.1. Точка ходу віддачі масштабі, де 47 Н відповідає 1 мм, точка ходу віддачі для задніх амортизаторів повинна знаходитися на відстані від 23,5 до 30,5 мм від нульової лінії.

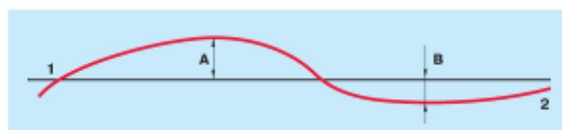


Рис. 2.1. Робоча діаграма амортизатора та процедура монтажу.

Точка ходу стиснення: Для задніх та передніх амортизаторів найвища точка ходу стиснення має бути в діапазоні від 3,5 до 6,5 мм від нульової лінії.

Контроль температурних умов: Перевірки слід проводити при температурі амортизаторної рідини близько 20°C з можливим відхиленням $\pm 5^\circ\text{C}$, щоб забезпечити консистентність результатів.

Для забезпечення правильної установки амортизатора, необхідно дотримуватися зворотної процедури до його демонтажу. Під час фінального

кріплення, амортизатор має бути затягнутий у такий спосіб: нижній болт затягується до моменту $70 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в той час як гайка верхнього кріплення має бути затягнута до того моменту, коли виступ штока досягає 9 мм . Ці маніпуляції вимірюються за допомогою штангенциркуля або лінійки, з автомобілем, розміщеним на твердій поверхні.

Виміри пружин проводяться під навантаженням у 2990 Н (305 кгс). За результатами вимірювання, пружини поділяються на два класи:

Клас А: пружини з довжиною понад 273 мм .

Клас В: пружини з довжиною 273 мм або менше.

Для легкої ідентифікації, пружини класу А позначаються жовтою фарбою на зовнішньому боці витків, тоді як пружини класу В маркуються зеленою фарбою рис. 2.2.

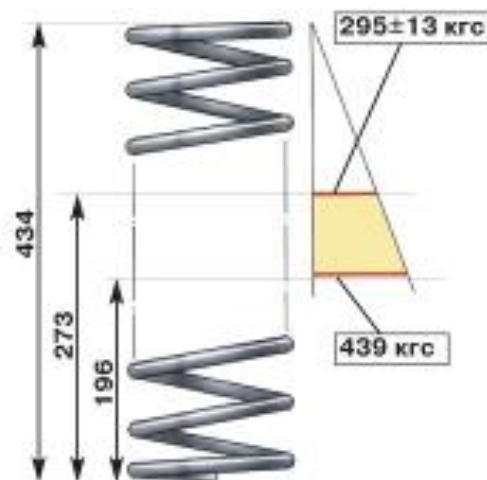


Рис. 2.2. Основні параметри для аналізу задніх пружин підвіски.

Під час встановлення колісних підшипників, перше, що слід виконати – це затягнути гайку осі підшипника до моменту у $20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при цьому необхідно обертати колесо руками, аби забезпечити правильне розміщення підшипника. Після цього гайку слід відпустити на 180° , а потім знову затягнути до $1 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Завершальним етапом є вимірювання кінцевого зазору, який має бути в межах $0,03 \text{ мм}$ до $0,13 \text{ мм}$ для оптимальної роботи.

Правильне налаштування кутів установки коліс є ключовим для забезпечення стабільності керування та зносу шин. Цей процес слід проводити на спеціалізованих стендах, відповідно до докладних інструкцій. Акуратне

регулювання кутів дозволяє підвищити безпеку водіння та ефективність використання шин, зменшуючи нерівномірний знос.

Конструкція автомобіля не передбачає можливості регулювання кута розвалу і сходження задніх коліс. Відхилення вимірюваних значень від стандартних вказує на знос або деформацію елементів підвіски, а також можливі деформації самого кузова. У випадку виявлення таких відхилень необхідно встановити причини їх появи та усунути їх, зазвичай шляхом заміни пошкоджених деталей.

Ремонт або заміна компонентів підвіски може вплинути на геометрію коліс, тому перевірка і коректування кутів установки коліс є обов'язковими після таких робіт.

Параметри установки задніх коліс включають:

Кут розвалу: $-1^{\circ}30' \pm 20'$

Сходження: $10' \pm 10'$

Забезпечення правильної установки цих параметрів критично важливе для оптимальної стійкості, керованості автомобіля та рівномірного зносу шин.

2.3 Етапи демонтажу та ідентифікація пошкоджень

Підготовчі кроки до заміни амортизаторів: Перед початком роботи, важливо зафіксувати автомобіль, щоб забезпечити безпеку під час проведення ремонтних робіт:

Автомобіль слід обладнати первинними засобами блокування - включити першу передачу, що запобігатиме його непередбачуваному руху.

Під передні колеса встановлюється упори, які забезпечать додаткову стійкість.

Підняття задньої частини автомобіля: Задню частину автомобіля слід підняти за допомогою домкрата. Для забезпечення стабільності та безпеки:

Надійні опори встановлюються поблизу домкрата, щоб підтримувати автомобіль після підняття.

Важливо уникати розміщення опор безпосередньо під балку задньої підвіски, оскільки це може перешкоджати необхідному розвантаженню підвіски.

Заміна амортизаторів: Амортизатори замінюються парами (лівий і правий одночасно) для забезпечення симетричності та балансу роботи підвіски:

Парна заміна знижує ризик асиметрії характеристик амортизації, що може вплинути на стабільність автомобіля під час руху.

Процедура демонтажу амортизатора задньої підвіски

Ініціюємо процедуру з відкриття багажного відділення, що є першим кроком для забезпечення доступу до внутрішніх компонентів підвіски.

Здійснюємо відкриття захисної кришки, що прикриває верхню опору амортизатора. Для цього стискаємо відповідні фіксатори, які утримують кришку на місці. Цей крок забезпечує доступ до механізму кріплення амортизатора, що необхідно для подальших ремонтних чи обслуговуваних робіт.



Фіксація штока: Щоб уникнути його небажаного обертання під час роботи, утримуйте шток за допомогою одного ключа.

Відкручування гайки: Використовуючи другий ключ, акуратно відкрутіть гайку кріплення. Забезпечте, що всі дії виконуються обережно, аби уникнути пошкодження нитки гайки та самого штока.



Переконайтеся, що амортизатор знаходиться в стані, що дозволяє легкий доступ до шайби. Це може зажадати попереднього зняття інших елементів, таких як захисні кожухи чи додаткові кріплення.

Зняття шайби: Використовуючи підходящий інструмент, такий як плоскогубці або спеціальний гак для зняття шайб, обережно зніміть шайбу з

штока. Будьте обережні, щоб не пошкодити шток або саму шайбу, особливо якщо плануєте використовувати її повторно.



Акуратно зніміть гумову подушку з верхньої частини амортизатора, уникаючи пошкодження як самої подушки, так і штока амортизатора. Використовуйте відповідний інструментарій, якщо подушка туго сидить на своєму місці.



Використовуйте відповідний розмір гайкового ключа або воротка для зняття болта. Під час відкручування слід уникати надмірних зусиль, щоб не пошкодити болт або різьблення.



Злегка потягніть болт, утримуючи амортизатор та кронштейн, щоб уникнути їх пошкодження або випадкового переміщення. Використовуйте відповідні інструменти, якщо болт засів або важко виймається.

Після вилучення болта огляньте його та місця кріплення на предмет зносу або ушкоджень, які можуть вимагати додаткового ремонту або заміни.



Акуратно застосуйте викрутку для зняття проушини з кронштейна. Це може вимагати деякого зусилля, особливо якщо проушина сидить щільно або є корозія.

Після вилучення проушини огляньте її та місце її кріплення в кронштейні на предмет зносу або пошкоджень. Очистіть область від будь-яких залишків бруду або корозії, що можуть вплинути на монтаж нової або повторно встановлюваної проушини.



Обережно зніміть гумову подушку, яка розташована на нижній частині штока амортизатора. Вона може бути закріплена разом із розпорною втулкою та шайбою, що забезпечують її утримання на місці.



За допомогою відповідних інструментів, таких як плоскогубці або спеціальний знімач, обережно вийміть розпірну втулку з гумової подушки. Працюйте обережно, щоб не пошкодити внутрішню структуру подушки та саму втулку.



Встановіть амортизатор у вертикальне положення. Це забезпечить зручність подальших дій та точність перевірки його функціонування.

Акуратно опустіть та підніміть шток амортизатора кілька разів до крайніх положень. Важливо переконатися, що шток переміщується плавно без будь-яких затримок, заїдань або нехарактерних звуків, таких як стукоти.

Відсутність провалів і заїдань: Якщо під час тестування ви виявите будь-які неправильності в русі штока, це може свідчити про необхідність заміни амортизатора. Обстежте амортизатор на предмет витоків масла. Невелике запотівання у верхній частині корпусу може бути допустимим, але будь-які значні патьоки рідини вказують на несправність. Переконайтеся, що різьба у верхній частині штока не пошкоджена, що гарантує безпечне кріплення та ефективність роботи амортизатора.

Монтаж амортизатора проводиться у зворотньому порядку до його демонтажу. Почніть із встановлення амортизатора на своє місце, забезпечуючи правильне розташування усіх кріплень. На автомобілі, що стоїть на землі, затягніть гайку верхнього кріплення амортизатора. Важливо забезпечити, щоб автомобіль був на рівній поверхні, щоб уникнути додаткових напруг на кріплення. Болт нижнього кріплення амортизатора слід затягнути до моменту в 70 Н•м, використовуючи торцевий або динамометричний ключ. Після установки і затягування кріплень, опустіть автомобіль на землю.

Для перевірки стабільності нового амортизатора та його кріплень, кілька разів сильно гойдайте автомобіль з боку в бік. Затягніть гайку верхньої опори до того моменту, коли хвостовик штока амортизатора виступає на 9 мм. Використовуйте штангенциркуль або лінійку для точного вимірювання виступання.

Коли необхідно замінити пружину.

Заміна пружини задньої підвіски рекомендована у випадках механічного пошкодження або помітного осадку пружини, що може виявлятися у таких симптомах:

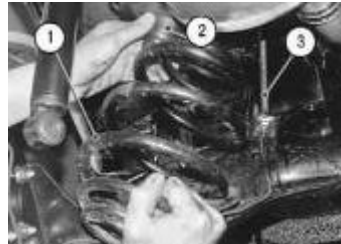
Погіршення комфорту руху автомобіля, включаючи жорсткість або часті "пробої" підвіски.

Нерівномірне положення автомобіля, особливо коли задня частина нижче передньої.

Явні сліди зіткнення або тертя між витками пружини.

Послідовність заміни пружини. Якщо ви використовуєте підйомник, розташуйте опори під балкою заднього моста та злегка навантажте підвіску, опустивши автомобіль. При роботі в оглядовій канаві цей крок не потрібен.

Відкрутіть болт, який кріпить амортизатор до кронштейна задньої підвіски, витягніть болт і зсуньте амортизатор вбік, аби він не перешкоджав доступу до пружини. Підніміть автомобіль, щоб повністю розвантажити пружину, і акуратно зніміть її разом з верхньою прокладкою. Уважно перевірте стан гальмівного шлангу, який може натягнутися під час підняття автомобіля. Якщо є ризик натягу, тимчасово від'єднайте шланг, щоб запобігти його пошкодженню.



Локалізуйте нижню прокладку пружини, яка зазвичай розташована між основою пружини та монтажною площадкою на балці задньої підвіски.

Обережно витягніть прокладку, використовуючи відповідні інструменти, такі як плоскогубці або спеціальний знімач. Будьте обережні, щоб не пошкодити прокладку, якщо плануєте її повторно використовувати.



Пружину та прокладки слід встановлювати у зворотному порядку до їх демонтажу. Переконайтесь, що усі компоненти чисті та не пошкоджені перед установкою.

Сайлентблоки можна замінити безпосередньо на автомобілі, вивернувши кріплення балки до кронштейнів кузова, або знявши балку для більшої зручності. Використання спеціального пристосування (знімача) спрощує процес, однак можливе виконання роботи і за допомогою підручних засобів.

Підготуйте сайлентблок до випресовки, попередньо нагрівши проушину важеля до температури 50-75°C і вирізавши на зовнішній втулці сайлентблоку два вирізи.

Закріпіть на вушко важеля з зовнішнього боку корпус пристосування.

Використовуйте монтажну втулку з виступами, вставте болт у отвір сайлентблоку, надягніть шайбу з зворотного боку і затягніть гайку до повного випресовування сайлентблоку.

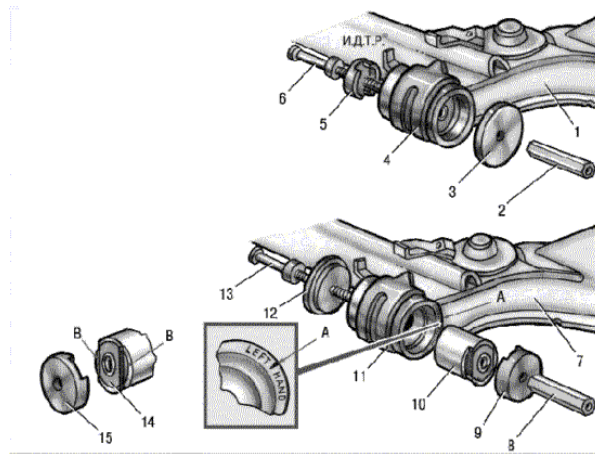


Схема монтажу та демонтажу сайлентблоків важеля задньої підвіски.

Важіль - основний елемент підвіски, до якого кріпляться сайлентблоки. 2, 8. Гайка - використовується для забезпечення надійної фіксації болтів у важелі. 3, 12. Шайба - розміщується між гайкою та пристосуванням для рівномірного розподілу навантаження. 4, 11. Пристосування - спеціальний інструмент, що використовується для випресовування та установки сайлентблоків. 5, 9, 15.

Монтажна втулка - елемент, що допомагає у точному розташуванні та установці сайлентблоків. 6, 13. Болт - забезпечує механічне з'єднання важеля з кронштейном.

Важіль задньої підвіски - частина системи підвіски, що підтримує рухомість коліс. 10, 14. Сайлентблок - гумовий амортизаційний елемент, що поглинає вібрації та удари. А. Мітка на пристосуванні - допомагає визначити правильне положення пристосування при монтажі. В. Вирізи на сайлентблоку - спеціальні пази, що використовуються для правильної установки сайлентблоків за допомогою пристосувань.

Підготовка сайлентблоків. Перед початком роботи, переконайтеся, що в сайлентблоках зроблені вирізи В, які дозволяють коректно розмістити їх в монтажній втулці.

Встановлення пристосування: Помістіть корпус пристосування 11 на вушко важеля з зовнішньої сторони, вирівнюючи позначки А на корпусі

пристосування з вушком важеля, які показані стрілкою для правильної орієнтації.

Монтаж сайлентблока. Після встановлення корпусу пристосування, вставте болт 13 з шайбою 12 у вушко важеля. Надіньте на болт новий сайлентблок 10 та монтажну втулку 9 з виступами, забезпечуючи правильне положення.

Закріплення. Завершіть монтаж, нагвинчуючи гайку 8, забезпечуючи надійне кріплення сайлентблока.

Використання підручних засобів для установки: У випадку, коли спеціальні пристосування недоступні, ви можете використовувати альтернативні методи. Однак, зверніть увагу на точність розміщення сайлентблока в вушку важеля та необхідність правильного розподілу навантаження для уникнення пошкоджень елементів підвіски.



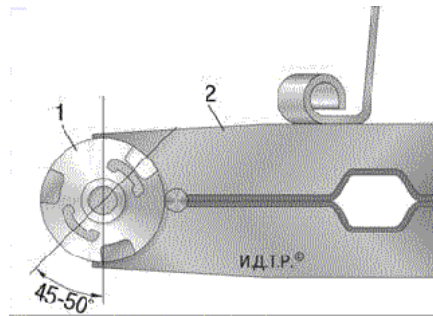
Почніть з того, що надійно закріпіть балку в лещатах, щоб забезпечити стабільне положення під час виконання роботи. Це знизить ризик випадкового переміщення чи пошкодження балки під час процесу випресування.

Використовуйте оправку відповідного діаметру або спеціальний знімач для випресовування старого сайлентблока з балки. Підберіть інструмент таким чином, щоб він точно підходив до розмірів сайлентблока, це забезпечить ефективність роботи та запобігатиме пошкодженню отвору в балці.



Для заміни сайлентблока спочатку його необхідно акуратно видалити з кріплення балки. Після цього важливо ретельно вичистити отвір, усунувши іржу та окалину, щоб забезпечити ідеальне прилягання нової деталі. Новий

сайлентблок встановлюється у відповідність до рекомендацій, що відображені на схемі, з особливою увагою до його орієнтації в отворі.



Заміна другого сайлентблока проводиться аналогічно першому. Після цього реінсталюємо балку задньої підвіски в кузов автомобіля. Кінцеве затягування болтів кріплення балки до кузова здійснюється після того, як автомобіль буде опущений на землю.

Заміна стабілізатора поперечної стійкості виконується в наступному порядку:

Починаємо з послаблення болтів задніх коліс, піднімаємо задню частину автомобіля та демонтуємо задні колеса.

Використовуючи два ключі, з одного боку утримуємо болт стабілізатора поперечної стійкості від провороту, а з іншого – відкручуємо гайку його кріплення до важеля задньої підвіски.



Болт видаляємо із відповідного з'єднання, забезпечуючи акуратність та уважність, щоб не пошкодити різьбу та прилеглі компоненти.



За аналогічною процедурою відкручуємо гайку та виймаємо болт з протилежної сторони.

Потім демонтуємо гумову опору стабілізатора.



Використовуючи молоток, акуратно переміщуємо стабілізатор з його первісного положення.



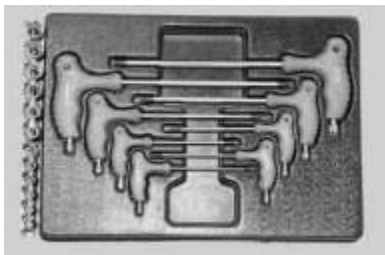
Обережно виймаємо його з протилежної сторони, уникаючи пошкодження сусідніх елементів.



Монтаж деталей здійснюємо у зворотній послідовності відносно їх демонтажу, забезпечуючи правильність з'єднань та надійність кріплень.

2.4 Список інструментів, обладнання та пристосувань, використаних у роботі

Для виконання навіть найпростіших ремонтних завдань необхідно забезпечити наявність базового набору інструментів. До цього комплекту входять такі ключі та спеціалізовані пристосування:



Комплект ключів TORX типів Т та Е. На автомобілях марки Lanos деякі кріпильні елементи мають конструкцію, що вимагає використання інструменту стандарту TORX.



Комплект викруток з плоскими та хрестоподібними наконечниками різних розмірів, обладнаних ергономічними ручками для зручності в роботі.



Набір комбінованих ріжкових і накидних ключів. Рекомендується мати інструменти з розміром від 5 до 27 мм. Особливо важливо враховувати, що під час ремонту автомобілів іноземного виробництва можуть знадобитися ключі з різними розмірами у вказаному діапазоні, зокрема «на 15» чи «на 18».



Комплект шестигранных ключів різних розмірів. Найчастіше в процесі роботи використовуються ключі з діапазоном розмірів від 2 до 10 мм з інтервалом у 1 мм.



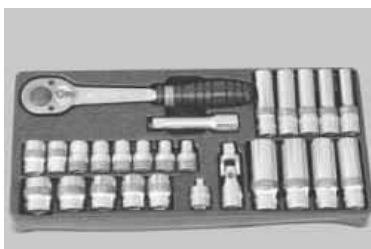
Плоскогубці, бокорізи та регульовані пасатижі. Ці інструменти забезпечують універсальність у виконанні різних ремонтних завдань, завдяки можливості захоплення та обробки деталей різних форм і розмірів.



Молотки різного розміру, оснащені бойками з металу та гуми. Такі інструменти забезпечують можливість виконання як точних ударних операцій, так і роботи з деталями, що потребують дбайливого поводження.

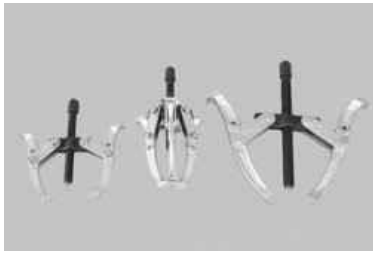


Для виконання робіт з електрообладнанням автомобіля необхідно використовувати спеціалізовані пасатижі, призначені для якісного обтискання контактів і з'єднань.



Для обслуговування вузлів і агрегатів, розташованих у важкодоступних місцях, доцільно використовувати комплект торцевих ключів, оснащених тріскачковим механізмом і карданним шарніром. Такий набір забезпечує

зручність і ефективність роботи в обмеженому просторі.



Комплект універсальних знімачів різних габаритів, призначений для демонтажу підшипників та інших елементів, що потребують зусиль для їх випресовування. Такий набір забезпечує зручність і безпеку під час виконання ремонтних робіт.

2.5 Перелік робіт, що виконуються під час ЩТО, ТО-1, ТО-2 та СТО після ремонту задньої підвіски автомобіля Daewoo Lanos

Для забезпечення належної експлуатації автомобіля рекомендовано проводити наступні види технічного обслуговування:

- щоденне технічне обслуговування (ЩТО);
- перше технічне обслуговування (ТО-1);
- друге технічне обслуговування (ТО-2).

Основною метою щоденного технічного обслуговування є виконання загального візуального огляду автомобіля для оцінки його стану, підтримання належного рівня безпеки руху, забезпечення естетичного зовнішнього вигляду, а також заправлення паливом, мастильними матеріалами та технічними рідинами.

Головне завдання ТО-1 і ТО-2 полягає у зменшенні швидкості зношування вузлів та деталей, а також у своєчасному виявленні та попередженні можливих несправностей. Це досягається завдяки виконанню контрольних, змащувальних і регулювальних робіт.

Щоденне технічне обслуговування (ЩТО) охоплює такі операції:

- Огляд стану та перевірка тиску в шинах;
- Контроль рівня масла в системі змащення та за потреби його долив;
- Перевірка рівня охолоджувальної рідини та її доливання до необхідного рівня;

Оцінка рівня гальмівної рідини в резервуарі гідроприводу гальмівної системи та її поповнення за необхідності;

Перевірка рівня робочої рідини в резервуарі гідропідсилювача керма та її доливання;

Контроль рівня рідини в бачку омивача та заправка за потреби;

Перевірка справності зовнішніх світлових приладів та їх належного функціонування.

Перше технічне обслуговування (ТО-1)

Всі роботи та перевірки виконуються з нижньої частини автомобіля, який має бути встановлений на підйомнику або оглядовій ямі, при цьому задні колеса повинні бути вивішеними.

Спершу проводиться огляд елементів підвіски для виявлення тріщин, пошкоджень, що могли виникнути внаслідок контакту з дорожніми перешкодами, або деформацій важелів, стабілізатора поперечної стійкості, а також частин кузова в місцях кріплення підвіски.

Далі перевіряється стан гумових шарнірів, опорних подушок і пружин підвіски, зокрема на предмет зносу або осідання.

Резинометалеві шарніри та гумові подушки підлягають заміні, якщо виявлені розриви, одностороннє випинання гуми або пошкодження торцевих поверхонь, такі як підрізи чи тріщини. На рисунку 2.3 зображено компонування основних елементів задньої підвіски автомобіля

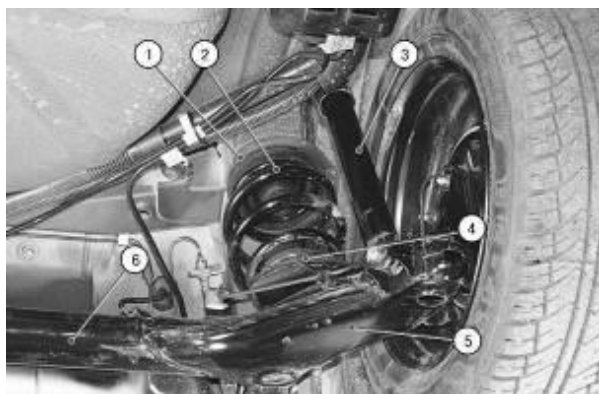


Рисунок 2.3. Компонівка елементів задньої підвіски автомобіля а саме:

1 - верхня прокладка пружини; 2 - пружина задньої підвіски; 3 - амортизатор; 4 - нижня прокладка пружини; 5 - важіль задньої підвіски; 6 - балка задньої підвіски.

Цей рисунок ілюструє взаємне розташування елементів підвіски, необхідне для забезпечення її належної роботи.

На гумових шарнірах не повинно бути:

слідів старіння, таких як тріщини;

одностороннього випинання гумової частини.

Деталі з подібними дефектами підлягають обов'язковій заміні.

Проводимо перевірку на відсутність механічних пошкоджень, зокрема деформацій, тріщин та інших порушень цілісності елементів підвіски.

Під час перевірки ретельно оглядаємо всі деталі, приділяючи особливу увагу стану конструктивних елементів.

Оцінюємо стан гумових втулок нижніх шарнірів, перевіряючи їх на наявність зносу чи дефектів.

Аналізуємо стан гумових подушок у верхніх шарнірах амортизаторів, звертаючи увагу на відсутність пошкоджень.

Контролюємо цілісність резинометалевих шарнірів (сайлентблоків), що з'єднують балку задньої підвіски з кронштейнами кузова.

Оглядаємо підшипники маточин задніх коліс, стан пружин та буферів стиснення для виявлення можливих ознак зносу або несправностей.

Друге технічне обслуговування (ТО-2)

До складу робіт, які виконуються в рамках другого технічного обслуговування, входять наступні операції:

Замінюється ремінь приводу генератора та насоса гідропідсилювача кермового управління.

Проводиться заміна ременя приводу компресора кондиціонера.

Виконується заміна ременя приводу газорозподільного механізму, його натяжного ролика, а також регулювання натягу нового ременя.

Оновлюється гальмівна рідина в системах гідропроводу гальм та зчеплення.

Змінюється охолоджуюча рідина в системі охолодження двигуна.

Ці заходи спрямовані на забезпечення надійності роботи агрегатів автомобіля та підтримання його у справному стані.

2.6 Пропозиції щодо запобігання подібним дефектам та спрощення виконання аналогічних ремонтів

Довговічність експлуатації відремонтованого механізму визначається його здатністю функціонувати до досягнення граничного стану, з урахуванням регулярного виконання технічного обслуговування або подальших ремонтів. Цей параметр оцінюється за допомогою показників ресурсу та терміну служби і значною мірою залежить від конструктивних особливостей компонентів, а також якості їхнього відновлення в процесі ремонту.

Довговічність механізму обумовлена низкою технічних, технологічних та економічних показників:

Технологічні аспекти включають методи відновлення та зміцнення поверхонь деталей, точність механічної обробки, ефективність антикорозійного захисту, а також якість монтажу, налаштування та припрацювання компонентів.

Економічні показники визначаються обсягом використаних матеріалів і запасних частин, трудовитратами та загальною вартістю проведеного ремонту.

Для уникнення подібних дефектів і полегшення ремонтних робіт доцільно приділяти особливу увагу якості відновлювальних процедур, оптимізації витрат матеріалів і вдосконаленню технологій, що застосовуються в процесі ремонту.

Основні заходи для підвищення довговічності механізмів. Для забезпечення тривалого та надійного функціонування відремонтованих механізмів доцільно впроваджувати такі рішення:

Розробка обґрунтованих з наукової точки зору технічних вимог для проведення ремонтних робіт.

Використання типових і групових технологічних процесів ремонту, розроблених на основі наукових підходів.

Оптимальний вибір методів відновлення деталей, які сприяють підвищенню їх зносостійкості.

Застосування високоякісних матеріалів і запасних частин, що забезпечують ефективність і надійність роботи.

Використання прогресивних методів обкатування, припрацювання та тестування відремонтованих агрегатів для підтвердження їхньої працездатності.

Налагодження виробничого процесу, який гарантує виконання всіх етапів ремонту на високому рівні - від початкової діагностики до здачі механізму в експлуатацію.

Ці заходи спрямовані на покращення якості ремонту та підвищення експлуатаційних характеристик автомобільних механізмів.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз кінематичних характеристик підвіски

Зміна ходу задніх коліс автомобіля залежить від конфігурації підвіски. Для автомобіля DAEWOO LANOS вдосконалення конструкції підвіски впливає на поведінку шин, гальмівну ефективність і зчеплення коліс із дорогою. У зв'язку з цим виникає потреба у детальному аналізі кінематики нової підвіски та, за необхідності, у зміні координат ключових точок важільних з'єднань, які визначають кінематику системи.

Досягнення бажаних показників керованості автомобіля, таких як стабільність руху на прямій траєкторії та зниження зносу шин, залежить від оптимальних параметрів задньої підвіски. Ці параметри визначаються виробниками з урахуванням певних допусків. Автовиробники також встановлюють оптимальні характеристики підвіски, включаючи нахил осей, для забезпечення високої якості ходу транспортного засобу. Набутий за роки досвід у галузі розробки підвісок використовується при створенні нових моделей автомобілів.

Ще кілька десятиліть тому відсутність сучасного програмного забезпечення унеможлиблювала швидкий і точний розрахунок кінематичних характеристик підвіски. Усі розрахунки виконувалися вручну або графічно, із застосуванням спеціальних креслень і шаблонів. На сьогодні більшість виробників мають у своєму розпорядженні сучасні програмні комплекси для моделювання підвіски, які дозволяють проводити точний аналіз кінематичних характеристик і розрахунок навантажень.

Результати цих розрахунків використовуються для оцінки динамічних властивостей і керованості автомобіля. Однак через специфіку різних типів підвісок і значну варіативність обсягів розрахунків створення універсального програмного забезпечення для аналізу всіх типів кінематичних схем залишається складним завданням. Тому у галузі стало поширеною практикою розробляти індивідуальні програми для кожного типу підвіски. Проте такий підхід має певні обмеження, пов'язані з вартістю і трудомісткістю процесу.

Якщо виникає необхідність модифікації конструкції опори, у розпорядженні часто є лише доступні матеріали та компоненти. Водночас розрахунки кінематики за традиційними методами залишаються досить складними, а аналіз повних результатів таких розрахунків може займати більше тижня. Сучасні програми для кінематичного і силового аналізу підвісок з конічними важелями широко застосовуються у сфері загального машинобудування та при розробці шасі.

Аналіз характеристик підвіски включає оцінку поздовжнього руху, поперечних та поздовжніх коливань кузова, а також хитавиці у поперечному або поздовжньому напрямках. Для визначення кінематичних параметрів необхідно встановити координати ключових точок підвіски щодо системи координат, яка відповідає конструкції автомобіля.

Щоб оцінити силові параметри, крім координат основних точок, потрібно враховувати жорсткість пружин і статичне навантаження на колесо у стані спокою. Також можуть бути включені дані про характеристики шин. На рисунку 3.1. представлено схему підвіски важільного типу з діагональними важелями, яка відображає положення лівого та правого коліс автомобіля у статичному стані.

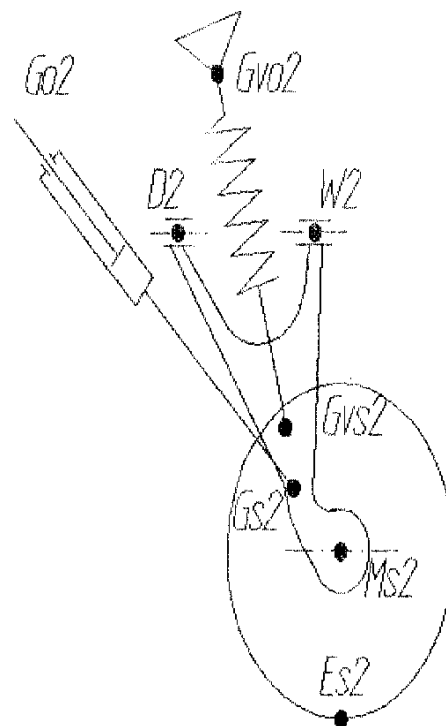


Рис. 3.1. Схема підвіски.

$M_{i=1,2}$ – точка розташування центру колеса.

E_{s_i} – координата центра плями контакту колеса з дорожнім покриттям.

Відстань між точками

M_{s_i} та E_{s_i} дорівнює радіусу колеса (

$G_{o_i}G_{s_i};G_{v_{o_i}}G_{v_{s_i}}$ – напрямки осей амортизатора та пружини відповідно.

W_i – положення центру шарнірного з'єднання зовнішнього важеля із поперечиною кузова.

D_i – координата центру шарніра, який з'єднує внутрішній важіль із поперечиною кузова.

Початкові дані, які містять координати базових точок, допустимі межі переміщень, координати центру мас та інші параметри, зберігаються у файлах початкових налаштувань розрахункової програми.

Результати розрахунків можуть бути подані у формі графіків або таблиць, після чого зберігаються у файлі вихідних даних програми. Нижче наведено приклад виводу результатів кінематичного та силового аналізу конструкції підвіски.

Згенерована під час розрахунків інформація умовно поділяється на такі групи:

дані, необхідні для створення перерізів робочої зони колеса;

координати базових точок у системах координат OAXAYAZA та OXoYoZo;

межі допустимих переміщень кузова;

координати ключових точок і кути, що визначають положення шарнірів механізмів;

взаємозалежність між переміщенням кузова, кутами повороту важелів і ходом коліс;

кінематичні параметри підвіски;

кути в шарнірах, що з'єднують амортизатори;

силові характеристики підвіски.

3.2 Розрахунок характеристик пружини та підпружинника

У процесі розрахунків визначаються характеристики пружин і вузлів із підпружинником, які працюють у безперервному режимі. Вони забезпечують задану жорсткість, статичне навантаження та оптимізацію параметрів з урахуванням компоновки конструкції.

Вихідні дані

Для виконання розрахунків необхідно використовувати такі початкові параметри:

статичне навантаження, яке припадає на пружину та підпружинник $R_{ст}$, мм;

довжина пружини з підпружинником за умов дії статичного навантаження $L_{ст}$, мм;

динамічний хід стиснення пружини з підпружинником $f_{дин}$, мм;

коефіцієнт жорсткості пружини $S_{пр}$, кг/см;

коефіцієнт жорсткості підпружинника $S_{під}$, кг/см;

модуль пружності другого роду для матеріалів пружини та підпружинника E , кг/см²;

середній діаметр пружини $D_{ср.пр}$, мм;

середній діаметр підпружинника $D_{ср.під}$, мм.

Під час виконання розрахунків визначаються діаметри пружинного стрижня та трубки пружини через обчислення кількості робочих витків. Після цього отримані параметри проходять перевірку на можливість контакту витків під час динамічної роботи та на допустимість натягу пружини. Крім того, аналізується навантаження, яке діє на пружину та її вузол під час максимального ходу віддачі.

Якщо пружина та пружинний вузол не відповідають оптимальним розмірам за заданими початковими даними, можливе коригування таких параметрів, як довжина пружини та вузла в статично навантаженому стані, середній діаметр пружини або вузла (за умови, що це дозволяє компоновка), а також жорсткість пружини чи її вузла. Розраховані діаметри стрижнів

округлюються до найближчого кратного 0,5 мм, після чого виконуються додаткові перевірочні розрахунки.

Для оцінки статичного навантаження, що впливає на пружину та пружинний вузол, необхідно визначити масу пружини, яка припадає на одне колесо транспортного засобу.

$$M_{п1} = \frac{M_{п} \cdot B}{2 \cdot L} \quad (3.1)$$

$M_{п}$ - підресорена маса автомобіля, кг;

B - відстань від центру мас до задньої осі автомобіля, м;

L - колісна база автомобіля, м.

Статичні навантаження, які діють на пружину та тримач пружини, а також маса, що припадає на одне колесо, пов'язані через коефіцієнт передачі $i_{ху}$, що відображає взаємодію між контактною поверхнею колеса та місцем посадки пружини.

Якщо кінематичні параметри направляючої системи підвіски задані (відомі координати всіх шарнірів, розташування осей пружин тощо), то значення $P_{ст}$ можна визначити за допомогою спеціалізованої програми.

$$P_{ст} = 240,69 \text{ кг}$$

Довжина пружини в комплекті з підпружинником, що перебуває під впливом статичного навантаження, визначається з урахуванням вимог компоновки конструкції.

$$L_{ст} = 277,08 \text{ мм.}$$

Динамічний хід стиснення пружини з підпружинником корелюється з ходом стиснення колеса через передаточний коефіцієнт.

Для розрахунків отримане значення $f_{дин} = 95,18$ мм округлюється в менший бік, враховуючи деформацію верхньої опори, що дає остаточне значення:

$$f_{дин} = 95 \text{ мм.}$$

Середній діаметр пружини визначається із дотриманням обмежень, пов'язаних із компоновкою конструкції.

$$D_{сп}^{np} = 72 \text{ мм.}$$

Середній діаметр підпружинника:

$$D_{cp}^{pod} = 74,1 \text{ мм.}$$

На початковому етапі розрахунків приймаємо знижене значення жорсткості як для пружини, так і для підпружинника.

$$C_{pr} = 39,0 \text{ кг / см,}$$

$$C_{pod} = 90,42 \text{ кг / см.}$$

Модуль пружності другого роду (також відомий як модуль зсуву):

$G = 781000 \text{ кг / см}^2$ для сталі Ст60С2А (пружина) та Ст50ХФА (підпружинника)

Визначаємо кількість робочих витків пружини та підпружинника, орієнтуючись на задані параметри.

$$i_p^{np} = 9,5;$$

$$i_p^{pod} = 2,0$$

Вихідні значення, необхідні для розрахунків параметрів пружини та підпружинника, подано у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні вихідні дані для визначення параметрів пружини та підпружинника.

Параметр	Значення
Статичне навантаження на пружину з підпружинником	240,69 кг
Динамічний хід стиснення пружини з підпружинником	9,52 см
Хід відбою пружини з підпружинником	9,884 см
Коефіцієнт жорсткості пружини	39 кг/см
Коефіцієнт жорсткості підпружинника	90,42 кг/см
Модуль пружності другого роду (зсуву)	781000
Середній діаметр пружини	7,2 см
Середній діаметр підпружинника	7,41 см
Кількість робочих витків пружини	9,5
Кількість робочих витків підпружинника	2,0

Аналіз геометричних параметрів та розрахунок силових характеристик пружного елемента задньої підвіски

Пружний елемент задньої підвіски складається з пружин і ресор, які взаємодіють послідовно та з'єднуються за допомогою спеціалізованих чашок. Для оптимального функціонування жорсткість пружин і ресор слід налаштовувати таким чином, щоб під впливом статичного навантаження пружини перебували у стиснутому стані, а їх дія починалася лише під час ходу відбою.

Процес розрахунку пружного елемента охоплює визначення таких параметрів, як кінематичні характеристики пружини та пружинного вузла під статичним навантаженням, динамічний хід стиснення та хід відбою.

До розрахункових параметрів, що використовуються для визначення пружності, належать:

Секв – еквівалентна жорсткість, яка представляє сумарну жорсткість у разі спільної роботи пружини та підпружинника;

Іпр – величина зміни довжини пружини під впливом прикладеного навантаження;

Іпідпр – величина зміни довжини підпружинника при дії навантаження.

Формула для розрахунку еквівалентної жорсткості пружного елемента має такий вигляд:

$$C_{\text{екв}} = \frac{C_{\text{пр}} \cdot C_{\text{подпр}}}{C_{\text{пр}} + C_{\text{подпр}}} \cdot i^2 = \frac{39 \cdot 90,42}{39 + 90,42} \cdot 1,15^2 = 30,5 \text{ кГ/см} \quad (3.2)$$

$$I_{\text{пр}} + I_{\text{подпр}} = \frac{P_i}{C_{\text{екв}}} \quad \frac{I_{\text{пр}}}{I_{\text{подпр}}} = \frac{C_{\text{подпр}}}{C_{\text{пр}}} \quad (3.3)$$

Точку переходу можна знайти, розв'язавши дві останні системи рівнянь і визначивши максимальне значення Іпідпр, яке характеризує зміну довжини підпружинника під навантаженням. Точка переходу визначає стан, коли пружина стискається до контакту витків, що викликає зміну властивостей пружного елемента. Після цього подальше стиснення знижує ефективність роботи пружного елемента, зводячи її до роботи лише однієї пружини.

Визначте навантаження, яке діє на пружину в момент, коли вона стискається до контакту витків при Іпр = 29,5 мм (з урахуванням обмежень компоновки).

Пройдений хід пружини від її вільного стану до моменту повного стиснення:

$$I_{np} = \frac{2,95 \cdot 90,42}{39} = 6,84 \text{ см} \quad (3.4)$$

Навантаження при повному стисненні підпружинника

$$P_{пер} = (2,95 + 6,84) \times 30,5 = 298,59 \text{ кг}$$

Статичне навантаження, яке діє на систему пружина-підпружинник, дорівнює $P_{ст} = 240,69$ кг. У цьому випадку обидва елементи - пружина і підпружинник - беруть участь у сприйнятті навантаження, оскільки під час статичного стану підпружинник ще не досяг стану повного стиснення.

Для подальших розрахунків визначимо зміну довжин обох елементів під впливом статичного навантаження.

Сумарний хід:

$$\begin{aligned} l_{ст}^{\Sigma} &= P_{ст} / C_{экв} = 7,89 \text{ см} = l_{ст}^{пр} + l_{ст}^{под} \\ L_{ст}^{\Sigma} &= L_o^{\Sigma} - l_{ст}^{\Sigma} = 35,6 - 7,89 = 27,708 \text{ см} \\ l_{ст}^{пр} / l_{ст}^{под} &= C_{под} / C_{пр} = 2,318 \\ l_{ст}^{под} &= l_{ст}^{пр} / 2,318 \\ l_{ст}^{пр} + l_{ст}^{пр} / 2,318 &= 7,89 \text{ см} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Тоді

$$l_{ст}^{пр} = 5,513 \text{ см}; \quad l_{ст}^{под} = 7,89 - 5,513 = 2,378 \text{ см}$$

Довжина пружини, коли на неї діє статичне навантаження, визначається з урахуванням її деформації та жорсткості, щоб забезпечити стабільну роботу у заданих межах.

$$L_{ст}^{пр} = 303 - 55,13 = 248,7 \text{ мм}$$

Підпружинник у статичному стані також зазнає деформації, проте його довжина залежить від характеристик матеріалу та компоновочних обмежень.

$$L_{ст}^{под} = 56 - 23,78 = 32,22 \text{ мм}$$

У момент повного стиснення підпружинника його довжина визначається контактним стиком витків, що є критичним значенням для подальших розрахунків.

$$L_{\text{в}}^{\text{под}} = 56 - 29,5 = 26,5 \text{ мм}$$

Хід відбою характеризується зворотним рухом елементів під впливом відновлювальної сили пружини та підпружинника, що дозволяє оцінити їхню ефективність у цій фазі роботи.

Сумарний хід визначається як сума змін довжин обох елементів протягом циклу відбою і є ключовим параметром для оцінки динамічних характеристик підвіски.

$$l_{\text{отб}}^{\Sigma} = 78 \text{ мм} = l_{\text{отб}}^{\text{пр}} + l_{\text{отб}}^{\text{под}}$$

$$l_{\text{отб}}^{\text{пр}} / l_{\text{отб}}^{\text{под}} = C_{\text{под}} / C_{\text{пр}} = 2,318$$

$$l_{\text{отб}}^{\text{под}} = l_{\text{отб}}^{\text{пр}} / 2,318$$

$$l_{\text{отб}}^{\text{пр}} + l_{\text{отб}}^{\text{пр}} / 2,318 = 78 \text{ мм}$$

тоді

$$l_{\text{отб}}^{\text{пр}} = 54,49 \text{ мм}; \quad l_{\text{отб}}^{\text{под}} = 23,5 \text{ мм}$$

Дослідимо, як змінюються довжини пружини та підпружинника в процесі динамічного стискання. Вивчимо також загальну амплітуду стискання цих компонентів.

$$l_{\text{дин}}^{\Sigma} = 95,18 \text{ мм} = l_{\text{дин}}^{\text{пр}} + l_{\text{дин}}^{\text{под}}$$

$$l_{\text{дин}}^{\text{под}} = 29,5 - 23,78 = 5,72 \text{ мм}$$

$$l_{\text{дин}}^{\text{пр}} = 89,46 \text{ мм}$$

$$L_{\text{дин}}^{\text{пр}} = 248,7 - 89,46 = 159,24 \text{ мм}$$

3.3 Аналіз геометричних, масових та силових характеристик пружини і підпружинника

Товщина стрижня пружини:

$$d_{np} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot C_{np} \cdot i_p \cdot D_{cp}^3}{G}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 39 \cdot 9,5 \cdot 7,2^3}{781000}} = 1,098 \text{ см} = 10,98 \text{ мм} \quad (3.6)$$

Виконуємо округлення до найближчого більшого значення та фіксуємо:[5] $d_{np} = 11 \text{ мм}$. Розміри січення стрижня підпружинника:

$$a = \frac{C_{подпр} \cdot \pi \cdot D_o^3 \cdot i_p}{4 \cdot G \cdot \beta \cdot b^3} = \frac{90,42 \cdot \pi \cdot 7,41^3 \cdot 2}{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 0,64^3} = 1,232 \text{ см} \cong 1,23 \text{ см} \quad (3.7)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{C_{подпр} \cdot \pi \cdot D_o^3 \cdot i_p}{4 \cdot G \cdot \beta \cdot a}} = \sqrt[3]{\frac{90,42 \cdot \pi \cdot 7,41^3 \cdot 2}{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 1,31}} = 0,627 \text{ см} \cong 0,63 \text{ см} \quad (3.8)$$

Розрахункові показники жорсткості пружини та підпружинника:

$$C_{np} = \frac{G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot i_p \cdot D_{cp}^3} = \frac{781000 \cdot 1,1^4}{8 \cdot 9,5 \cdot 7,2^3} = 40,5 \text{ кГ/см} \quad (3.9)$$

$$C_{подпр} = \frac{4 \cdot G \cdot \beta \cdot a \cdot b^3}{\pi \cdot D_o^3 \cdot i_p} = \frac{4 \cdot 781000 \cdot 0,229 \cdot 1,23 \cdot 0,63^3}{\pi \cdot 7,41^3 \cdot 2} = 96,06 \text{ кГ/см} \quad (3.10)$$

Довжина пружини у необтяженому стані:

$$L_o = L_{ст} + l_{ст} = 248,7 + 55,13 = 303,83 \text{ мм}. \quad (3.11)$$

Довжина пружини при стисканні до контакту витків:

$$L_b = i_p \cdot d_{np} + i_p \cdot 0,25 + 0,05 \cdot d_{np} = 11 \cdot 11 + 11 \cdot 0,25 + 0,05 \cdot 11 = 124,3 \text{ мм} \quad (3.12)$$

де i_p вказує на загальну кількість витків пружини; 0,25 - коефіцієнт, що забезпечує урахування товщини покриття та допуску на діаметр витка, в міліметрах. 0,05 - коефіцієнт, призначений для компенсації довжини крайніх витків.

Зазор між витками пружини під час динамічного стискання:

$$\delta = \frac{L_{дин} - L_{с}}{i_p} = \frac{159,24 - 124,3}{9,5} = 3,7 \text{ мм} \quad (3.13)$$

Зусилля, що діє на пружину при її статичній довжині:

$$P_{ст} = 240,695 \text{ кГ}$$

Зусилля на пружину під час максимального динамічного стискання:

$$P_{дин} = (L_o - L_{дин}) \cdot C_{пр} = (30,38 - 15,924) \cdot 39 = 585,59 \text{ кГ} \quad (3.14)$$

Зусилля на пружину, коли вона стиснута до зіткнення витків:

$$P_B = (L_0 - L_B) \cdot C_{пр} = (30,38 - 12,43) \cdot 39 = 727,1 \text{ кГ} \quad (3.15)$$

Зусилля на пружину при максимальному ході розтягування:

$$P_{отб} = l_{отб} \cdot C_{пр} = 5,449 \cdot 39 = 220,68 \text{ кГ} \quad (3.16)$$

Довжина обмотувального стрижня для пружини:

$$l_{пр} = \sqrt{(ip \cdot \pi \cdot d_{cp})^2 + (L_{cm} - d_{np})^2} + (in - ip) \cdot \pi \cdot d_{cp} = 2501,57 \text{ мм} \quad (3.17)$$

Вага пружини:

$$m = \frac{\pi \cdot d_{np}^2}{4} \cdot l_{пр} \cdot \rho = 237732,15 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} = 1,85 \text{ кг} \quad (3.18)$$

Зусилля на підпружинник, коли він стиснений до контакту між витками:

$$P_B = (L_0 - L_B) \cdot C_{под} = (5,6 - 2,95) \cdot 96,06 = 283,38 \text{ кГ} \quad (3.19)$$

Зусилля на підпружинник під час максимального ходу розширення:

$$P_{отб} = l_{отб} \cdot C_{под} = 2,35 \cdot 96,06 = 225,74 \text{ кГ} \quad (3.20)$$

Довжина стрижня для навивки підпружинника:

$$L_{пр} = \sqrt{(ip \cdot \pi \cdot d_{cp})^2 + (L_{cm} - d_{np})^2} + (in - ip) \cdot \pi \cdot d_{cp} = 815,7 \text{ мм} \quad (3.21)$$

Вага підпружинника:

$$m = a \cdot b \cdot l_{пр} \cdot \rho = 6,3 \cdot 12,3 \cdot 815,7 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = 0,49 \text{ кг} \quad (3.22)$$

3.4 Визначення міцності пружини

Обчислення напруження у циліндричній пружині, яка скручена з прута круглого перетину, для кожного конкретного і-го навантаження здійснюється відповідно до наступної формули:

$$\tau_i = \frac{8 \cdot K \cdot D_{cp}}{\pi \cdot d_{np}^3} \cdot P_i, \quad (3.23)$$

τ - актуальне значення напруження;

P_i - актуальне значення навантаження пружини, в кілограмах.

K - коефіцієнт геометричної форми пружини, який враховує рівень напруження на внутрішніх поверхнях витків через вигин стрижня та вплив

поперечних сил. Щодо визначення коефіцієнта K , багато дослідників пропонують ряд формул, що базуються на використанні певного співвідношення $W = D_{cp} / d_{np}$:

$$1. K = \frac{W + 0.5}{W - 0.75}$$

Або

$$2. K = \frac{4 \cdot W + 1}{4 \cdot W - 4} + 0.615 \cdot \frac{1}{W}$$

Або

$$3. K = 1 + \frac{5}{4 \cdot W} + \frac{7}{8 \cdot W^2} + \frac{1}{W^3}$$

Дані, отримані в результаті розрахунків за допомогою цих формул, представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Розрахунок коефіцієнтів K .

№ формули	1	2	3
Коефіцієнт K	1,261	1,276	1,260

Значення напружень зсуву при статичному навантаженні.

$$\tau_{ст} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1} \cdot 240,69 = 39,53 \text{ кГ / мм}^2 \quad (3.24)$$

Напруження зсуву під час динамічного стискання:

$$\tau_{дин} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1^3} \cdot 585,59 = 71,77 \text{ кГ / мм}^2 \quad (3.25)$$

Напруження зсуву у пружині, коли вона стискається до контакту між витками:

$$\tau_{\epsilon} = \frac{8 \cdot 1,266 \cdot 72}{\pi \cdot 13,1^3} \cdot 727,1 = 94 \text{ кГ / мм}^2 \quad (3.26)$$

Зазвичай, допустиме напруження для пружин із сталі С2А у задній підвісці становить 90...97 кГ/мм². Відповідно, розрахункова пружина відповідає вимогам міцності. Також, для підвісок спортивних авто дозволено перевищувати розрахункові напруження.

3.5 Розрахунок міцності підпружинника

Напруження зсуву для пружин із прямокутним перерізом визначаються наступною формулою:

$$\tau_i = \frac{\kappa \cdot D_o}{2 \cdot W_\kappa} \cdot P_i, \quad (3.27)$$

де W_κ означає момент опору січення валу при крутінні:

$$W_\kappa = \alpha \cdot b \cdot a^2 \quad (3.28)$$

$\alpha = 0,246$ враховує співвідношення сторін b/a , яке дорівнює 2. $\kappa = 2,9$.

$$W_\kappa = 0,246 \cdot 6,4 \cdot 13,1^2 = 270,183 \text{ мм}^3 \quad (3.29)$$

У випадку статичного навантаження:

$$\tau_{cm} = \frac{2,9 \cdot 74,1}{2 \cdot 270,183} \cdot 240,69 = 95,66 \text{ кГ / мм}^2 \quad (3.30)$$

Під час навантаження на підпружинник, який стиснений до контакту витків:

$$\tau_\epsilon = \frac{2,9 \cdot 74,1}{2 \cdot 270,183} \cdot 283,38 = 227,47 \text{ кГ / мм}^2 \quad (3.31)$$

3.6 Граничні показники параметрів пружини та підпружинника

Еластичність пружини:

$$\frac{1}{C_{np}} = \frac{1}{4,05} = 0,247 \text{ мм / кГ} \quad (3.32)$$

Еластичність підпружинника:

$$\frac{1}{C_{под}} = \frac{1}{9,606} = 0,111 \text{ мм / кГ} \quad (3.33)$$

Допустимі коливання еластичності складають $\pm 3\%$ від зворотного значення жорсткості C для пружини:

$$\Delta \frac{1}{C} = \pm 0,03 \cdot \frac{1}{C_{np}} = \pm 0,0074 \text{ мм / кГ} \quad (3.34)$$

Для підпружинника:

$$\Delta \frac{1}{C} = \pm 0,0332 \text{ мм/кГ} \quad (3.35)$$

Норми на статичне навантаження:

$$\Delta P_{ст} = \pm (0,04...0,06) \times P_{ст} = \pm (9,62...14,43) \text{кГ} \quad (3.36)$$

Допуск на діаметр стрижня:

Для $d_{пр} < 25 \text{ мм}$ $\Delta d_{пр} = \pm 0,05 \text{ мм}$.

Допуск на внутрішній діаметр пружини: [5] $\Delta d_{вн} = \pm 1\% = \pm 1 \text{ мм}$.

3.7 Обчислення збільшеної жорсткості підвіски

Жорсткість рычагів стабілізатора можна визначити, використовуючи наступну формулу для розрахунку їх вигинної жорсткості:

$$C_L = \frac{3EJ_x}{L^3}, \text{ Н/м} \quad (3.37)$$

де J_x позначає осьовий момент інерції січення рычага, вимірюваний у метрах в четвертому ступені; для двотаврового перерізу:

$$J_x = \frac{a \cdot h^3}{12} + \frac{e}{12} (H^3 - h^3) \quad (3.38)$$

E визначає модуль пружності матеріалу вздовж осі. Для сталі встановлюємо E рівним $2,11 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. L означає довжину рычага, вимірювану в метрах.

$$J_x = \frac{2 \cdot 24^3}{12} + \frac{20}{12} (30^3 - 24^3) = 24,3 \text{ м}^4 \quad (3.39)$$

Отже, для визначення жорсткості рычага, яка корелює із закручуванням торсіону, можливо використати наступний підхід:

$$C_\phi = C_L \cdot L^2 = \frac{3EJ}{L}, \text{ Нм/рад} \quad (3.40)$$

$$C_{\phi 1} = \frac{3 \cdot 2,11 \cdot 10^{11} \cdot 24,3}{0,229} = 6,71 \cdot 10^{13} \text{ Нм/рад}$$

Лівий та правий рычаги стабілізатора виготовлені у формі двотавра, що забезпечує їм високу стійкість та міцність. Розглядаючи те, що обидва рычаги

ідентичні, виконуємо розрахунок жорсткості для одного рычага. Таким чином, можна зробити висновок, що

$$C_{\phi 3} = 6.71 \cdot 10^{13} \text{ Нм/рад}$$

Жорсткість торсіону при крутінні

Розрахунок жорсткості торсіону при крутінні здійснюється відповідно до наступної формули:

$$C_{\phi 2} = \frac{GJ_p}{a}, \text{ Нм/рад}, \quad (3.41)$$

де G означає модуль зсуву, або модуль пружності другого порядку. Для матеріалу з титану встановлюємо G на рівні $4,41 \cdot 10^{10}$ Па. J_p представляє центробіжний момент інерції січення торсіону, розглядаючи кругле перерізання.

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \text{ м}^4 \quad (3.42)$$

a - це довжина торсіону, вимірювана в метрах.

Жорсткість титанового торсіону з діаметром 17 мм під час крутіння визначається як:

$$C_{\phi 2} = \frac{4,41 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot 0,017^4}{32 \cdot 1,08} = 335 \text{ Нм/рад} \quad (3.43)$$

Жорсткість стабілізатора при крутінні

Для визначення жорсткості стабілізатора при крутінні використовується наступна формула:

$$C_{\phi} = \frac{C_{\phi 1} \cdot C_{\phi 2} \cdot C_{\phi 3}}{C_{\phi 1} \cdot C_{\phi 2} + C_{\phi 1} \cdot C_{\phi 3} + C_{\phi 2} \cdot C_{\phi 3}}, \text{ Нм/рад} \quad (3.44)$$

Стабілізатор володіє жорсткістю 334 Нм/рад.

Для контрасту, передній стабілізатор автомобіля із торсіоном діаметром 16 мм має визначену жорсткість 273 Нм/рад.

Впливи на опорні елементи приводу стабілізатора та додаткова кутова жорсткість підвіски. Виконано аналіз сил, що діють на опори стабілізатора, у двох режимах навантаження: при повному ході підвіски (для аналізу впливу на

стабілізатор) та при зміні ходу підвіски на ± 30 мм (для оцінювання додаткової кутової жорсткості підвіски). Завдяки симетричності ричагів стабілізатора, розрахунки ведуться для однієї сторони, оскільки сили та додаткова жорсткість залишаються однаковими при нахилі кузова з боку в бік.

Момент закручування стабілізатора враховується в цьому контексті.

$$M_{\varphi} = C_{\varphi} \cdot \varphi_{cm}, \quad (3.45)$$

де φ_{cm} - величина кута, на який закручується стабілізатор відносно ричагів.

Сила, яка діє на опору приводу стабілізатора

$$P_{\varphi} = M_{\varphi} / l_{\varphi}, \quad (3.46)$$

де l_{φ} - довжина важеля стабілізатора.

Зусилля, що передається на колесо

$$P_{\varphi k} = P_{\varphi} / i_{cm}, \quad (3.47)$$

де i_{cm} - коефіцієнт передавання навантаження через опору приводу стабілізатора.

Додаткова жорсткість підвіски, яка визначається для одного колеса.

$$C_k = \frac{P_{\varphi k_{лев}} + P_{\varphi k_{прав}}}{2 \cdot h \cdot 9,81}, \text{ кГс/см}, \quad (3.48)$$

де $h = 3$ см - амплітуда ходу підвіски.

Дані, отримані в результаті розрахунків, узагальнені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Початкові параметри та результати обчислень.

Розрахункові параметри	Крен вправо	
	Повний	хід ± 30
Кут закручування стабілізатора, град	63,6	16,6
Момент закручування стабілізатора	368	93
Довжина лівого плеча стабілізатора, мм	100,0	174,0
Довжина правого плеча стабілізатора, мм	154,6	173,5
Сила на лівій опорі приводу стабілізатора, Н	3680	534,5
Сила на правій опорі приводу стабілізатора, Н	2380	536
Передаточне число лівої опори приводу стабілізатора	1,27	1,18

Передаточне число правої опори приводу стабілізатора	1,18	1,17
Сила на лівому колесі, Н	2898	453
Сила на правому колесі, Н	2017	458,1
Додаткова жорсткість підвіски, кг/см		15,5

Параметри навантаженості стабілізатора

Максимальні дотичні напруження у торсіоні, що виникають при протилежних переміщеннях підвіски, визначаються за наступною формулою:

$$\tau = \frac{M_{\max}}{W} \text{ Па} \quad (3.49)$$

де $M_{\max}$ - найбільший момент закручування торсіону, Н·м;

W - полярний момент опору перерізу торсіону, виражений у м³.

Для круга

$$W = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\tau = \frac{368}{9,64 \cdot 10^{-7}} = 382 \text{ МПа} = 38,9 \text{ кГ/см}^2 < [\tau] = 54,7 \text{ кГ/см}^2$$

Розрахована додаткова жорсткість підвіски, яка забезпечується стабілізатором з діаметром 17 мм, складає 15,5 кг/см (15,2 Н/мм).

Навантаження на стабілізатор поперечної стійкості оцінюється у 38,9 кг/см, що є нижчим за навантаження стабілізатора автомобіля, яке становить 39,7 кг/см².

3.8 Обчислення кутової жорсткості підвіски

Схематичне зображення автомобіля подано на рисунку 3.1.

У точці О знаходиться центр маси, який підлягає підресоренню.

Крен автомобільного кузова здійснюється навколо уявної осі, відомої як вісь крену. Ця вісь з'єднує точки центрів крену передньої та задньої підвісок.

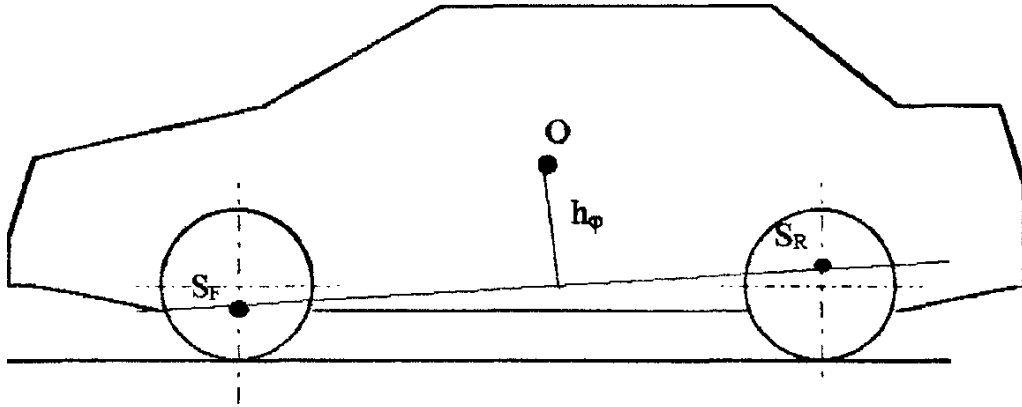


Рис. 3.1. Схема розташування осі крену автомобіля.

Дія центробіжної сили, яка прикладається до центру маси в точці O, викликає утворення моменту:

$$M = j_y \cdot m_n \cdot h_\varphi \quad (3.50)$$

де m_n - маса автомобіля, яка підтримується підвіскою, кг;

j_y - прискорення автомобіля в поперечному напрямку, м/с^2 ;

h_φ - плече крену, яке визначається як відстань між точкою O і віссю крену.

Також при зміщенні точки S або точки O в бік виникає додатковий момент, спричинений дією сили тяжіння підресореної маси. Величину цього моменту можна визначити за допомогою наступної формули:

$$M_2 = m_n \cdot g \cdot (h_\varphi \cdot \varphi + dy_s) \quad (3.51)$$

Варто зазначити, що величина h_φ не є постійною і змінюється залежно від значення кута крену φ .

Сума моментів $M_1 + M_2$ (відповідно зовнішнього і внутрішнього) провокує крен підресореної маси. Це призводить до того, що підвіски зовнішніх коліс виконують хід стискання, тоді як підвіски внутрішніх коліс здійснюють хід розтягнення. У той же час у пружних елементах виникають сили, які формують реактивний момент. Цей момент врівноважує дію сумарних моментів $M_1 + M_2$.

Рівняння рівноважного стану крену можна представити в наступному вигляді:

$$j_y \cdot m_n \cdot h_\varphi + m_n \cdot g \cdot (h_\varphi \cdot \varphi + dy_s) = \varphi \cdot (C_{y12} + C_{y34}), \quad (3.52)$$

де C_{y12} - показник кутової жорсткості передньої підвіски, Н·м/рад;

C_{y34} - показник кутової жорсткості задньої підвіски, Н·м/рад.

Для досягнення мінімального рівня скручування кузова необхідно забезпечити такий розподіл кутових жорсткостей, за якого:

$$(M_1 + M_2) / C_{y12} = (M_1 + M_2) / C_{y34} \quad (3.53)$$

Кутову жорсткість задньої підвіски, яка розраховується без врахування стабілізатора, дії буферів стиснення та впливу жорсткості верхньої опори, можна визначити за наступною формулою:

$$C_{y34} = 0,25 \cdot B^2 \cdot C_{n34} \quad (3.54)$$

де B - ширина колії задніх коліс автомобіля, м;

C_{n34} - нормальний показник жорсткості задньої підвіски, Н/м.

$$C_{n34} = (C_{n\text{лев}} + C_{n\text{прав}}) / I^2, \quad (3.55)$$

де $C_{n\text{спжат.}}$ - нормальна жорсткість правої або лівої задньої підвіски при русі на стискання, Н/м;

$C_{n\text{отб.}}$ - нормальна жорсткість лівої або правої задньої підвіски під час руху на відбій, Н/м;

I - коефіцієнт передаточного відношення підвіски.

У ході стискання жорсткість пружного елемента з прогресивною характеристикою зазвичай еквівалентна жорсткості пружини. Це зумовлено тим, що в процесі стискання підпружинник стискається до повного контакту між витками, після чого функцію поглинання забезпечує тільки пружина. У ході відбою жорсткість пружного елемента відповідає загальній (еквівалентній) жорсткості пружини і підпружинника.

$$C_{n\text{отб.}} = 29920,5 \text{ Н/м}$$

$$C_{n\text{спжат.}} = 38259 \text{ Н/м}$$

Нормальна жорсткість підвіски становить:

$$C_{n34} = (29920,5 + 38259) / 1,1194 = 60907 \text{ Н/м};$$

Кутова жорсткість автомобільної підвіски:

$$C_{y34} = 0,25 \cdot 1,48^2 \cdot 60907 = 33352,7 \text{ Нм/рад};$$

Значення кута крену підвіски:

$$\varphi = m_{\pi} \cdot \dot{j}_y / (C_{y_{34}} - m_{\pi} \cdot g \cdot h_{\varphi}) \quad (3.56)$$

$$\varphi = 1050 \cdot 4 / (33352,7 - 1050 \cdot 9,81 \cdot 0,422) = 0,145 \text{ рад} = 8^{\circ}15'$$

$$\Delta C_{y_{34}} = m_{\pi} \cdot \dot{j}_y / \varphi + m_{\pi} \cdot g \cdot h_{\varphi} - C_{y_{34}} \quad (3.57)$$

$$\Delta C_{y_{34}} = 1050 \cdot 4 / 0,063 + 1050 \cdot 9,81 \cdot 0,422 - 33352,7 = 37660,8 \text{ Нм/рад}$$

На основі проведених розрахунків встановлено, що максимальна додаткова жорсткість підвіски, забезпечена стабілізатором діаметром 17 мм, становить 15,5 кг/см, що еквівалентно 15200 Н/м. При цьому додаткова кутова жорсткість досягає значення 8323,52 Нм/рад. Для виконання умови: $\varphi = 3^{\circ}6'$ за $j_y = 4 \text{ м/с}$ необхідно забезпечити додаткову кутову жорсткість у розмірі $37660,8 - 8323,52 = 29337,28 \text{ Нм/рад}$.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Огляд програмного забезпечення

Altair HyperMesh - це передовий препроцесор для методу кінцевих елементів (МКЕ), який сумісний із найпопулярнішими розв'язувачами МКЕ. Програма надає інженерам можливість аналізувати характеристики конструкцій у зручному, інтерактивному середовищі з широкими візуалізаційними можливостями.

Інтерфейс HyperMesh інтуїтивно зрозумілий, що робить його легким у використанні. Він підтримує численні формати файлів CAD-геометрії та моделей МКЕ, що сприяє зростанню ефективності та забезпечує високу сумісність. Інструменти HyperMesh дозволяють працювати з геометрією та створювати сітки навіть для найскладніших моделей. Основні функції включають:

- розширені можливості створення сіток та управління моделями;
- технологію морфінгу, яка дозволяє адаптувати існуючі сітки до нових конструкцій;
- автоматичне генерування середніх поверхонь для складних конструкцій зі змінною товщиною матеріалів.

Використання твердотільної геометрії сприяє швидшому створенню тетра- та гекса-сіток, мінімізуючи час інтерактивного моделювання. Пакетна сітка, у свою чергу, дозволяє виконувати обробку великих обсягів деталей з мінімальним втручанням користувача та без необхідності ручного очищення.

Основні переваги HyperMesh:

Відкрита архітектура HyperMesh легко інтегрується в будь-яке середовище моделювання завдяки широкій підтримці CAD і CAE інтерфейсів, а також можливостям користувацької адаптації.

Швидке та якісне створення сіток. Програма забезпечує автоматичне та напівавтоматичне створення оболонкових, тетра- і гекса-сіток, що значно спрощує роботу з моделями складної геометрії.

Інструменти морфінгу дозволяють легко адаптувати існуючі сітки до змін у конструкції, зменшуючи витрати на розробку моделей.

Пакетна технологія створення сіток усуває необхідність у ручному очищенні геометрії, прискорюючи процес підготовки моделей.

Завдяки інтуїтивно зрозумілому графічному інтерфейсу, програму легко освоїти, що підвищує загальну ефективність роботи та знижує витрати на навчання персоналу.

Автоматизовані інструменти дозволяють швидко створювати моделі, включаючи формування з'єднань, таких як болтові, точкові зварні, клейові та шовні з'єднання.

Meshwork Morpher - це сучасне програмне забезпечення для проведення САЕ-аналізу, розроблене компанією Detroit Engineered Products (DEP). Його функціональні можливості дозволяють значно покращити процеси інженерного моделювання та оптимізації, зокрема:

Швидке перетворення існуючих FE/CFD сіток у цільову форму завдяки функціям морфінгу.

Значне скорочення часу на розробку нових продуктів.

Перетворення стандартних моделей FE/CFD у параметричні, що дає змогу проводити оптимізацію на основі параметризованих моделей.

Можливість створення концептуальних моделей через інтеграцію функцій вирізання, морфінгу, злиття та зшивання існуючих структурних FE-сіток.

Автоматизацію процесу переробки сіток та повторного складання структурних і CFD-моделей після їх морфінгу.

Доступ до інноваційних функцій морфінгу, таких як адаптація радіусів заокруглення та шаблонний морфінг.

Роботу з великими CFD-моделями завдяки інструменту Morphing view, який полегшує параметризацію та оптимізацію складних моделей.

Meshwork Morpher є ефективним інструментом, що значно спрощує процеси моделювання та оптимізації, роблячи їх більш точними й продуктивними.

Altair Radioss - це сучасний багатофункціональний розв'язувач для аналізу методом кінцевих елементів (МКЕ), створений компанією Altair Engineering. Цей інструмент дозволяє вирішувати як лінійні, так і нелінійні інженерні задачі. Radioss об'єднує явні та неявні алгоритми інтеграції для моделювання широкого спектру фізичних процесів, включаючи лінійну статику, динаміку, складні нелінійні транзйентні процеси та аналіз механічних систем.

Завдяки своїй надійності та багатофункціональності, Radioss сприяє підвищенню ефективності інженерних розробок, таких як оптимізація міцності конструкцій, зменшення шуму та вібрацій (NVH), аналіз безпеки, оцінка можливості виробництва, а також вивчення взаємодії конструкцій з рідинами. Це дозволяє скоротити час виходу інноваційних рішень на ринок.

RADIOSS забезпечує комплексний підхід до лінійного і нелінійного аналізу, штампування листового металу та динаміки багатотілових систем, підтримуючи два формати введення даних.

Переваги:

Моделювання структурних процесів.

Зручне моделювання динамічних навантажень, включаючи удари, аварії, землетруси, хвильову динаміку та інші події.

Проведення лінійного та нелінійного аналізу вібрацій у модальному та частотному доменах.

Виконання статичного аналізу для лінійних і нелінійних систем.

Інструменти для моделювання аварій та безпеки.

RADIOSS включає в себе широкий набір узгоджених моделей, таких як бар'єри, ударні моделі та пасажирські моделі. У поєднанні з HyperCrash це забезпечує високу точність і автоматизацію процесів моделювання аварійних ситуацій.

Цей підхід дозволяє інженерам значно спростити аналіз складних динамічних систем і впроваджувати інноваційні рішення з максимальною точністю та ефективністю.

Altair HyperView - це універсальне програмне забезпечення для обробки та візуалізації даних, отриманих у процесі аналізу методом кінцевих елементів

(МКЕ), моделювання багатотілових систем, роботи з цифровим відео та інженерною інформацією. HyperView інтегрує передові функції анімації з побудовою XY-графіків та синхронізацією вікон, що забезпечує покращену візуалізацію результатів і підвищену точність аналізу.

Програмне забезпечення підтримує збереження результатів 3D-анімації у компактному форматі Altair H3D, який дозволяє користувачам легко переглядати та ділитися даними аналізу у тривимірному середовищі за допомогою програвача Altair HyperView Player. Інструмент HyperView вирізняється надзвичайно швидкою обробкою 3D-графіки та унікальним функціоналом, що встановлює нові стандарти швидкості та інтеграції при постобробці даних CAE.

Поєднання цих передових функцій із можливостями автоматизації процесів значно покращує якість візуалізації та створення звітів, сприяючи зручності аналізу й ефективності роботи.

Переваги.

HyperView є багатофункціональним інструментом для візуалізації та обробки даних FEA, CFD і симуляцій багатотілових систем.

Повна підтримка CAE-аналізу. Завдяки великій бібліотеці модулів для роботи з моделями та результатами, користувачі можуть виконувати обробку даних будь-якого CAE-аналізу.

Ефективність роботи з великими моделями. Завдяки можливостям анімації та високій швидкості обробки HyperView ідеально підходить для роботи з великими моделями та об'ємними файлами результатів.

Багатовіконний інтерфейс. Наявність багатосторінкового та багатовіконного інтерфейсу дозволяє одночасно аналізувати кілька варіантів моделей.

Накладення результатів. Для перевірки відповідності між моделями або між симуляцією та реальними даними результати можна накладати на моделі або відео в одному вікні.

Зручність аналізу. Інструмент Results Browser забезпечує швидке перемикання між складними моделями, а Results View дозволяє отримати

доступ до результатів аналізу в кілька кліків. Налаштування стилів графіків сприяє легкому створенню контурних графіків за стандартними параметрами.

Інструмент Results Math. Потужний механізм для створення нових результатів на основі існуючих симуляцій за допомогою математичних виразів або зовнішніх скриптів. Трудомісткі задачі з обробки даних можна виконувати пакетно за допомогою HVTrans із збереженням у форматі H3D.

Збереження сеансів. Усі процеси постобробки можуть бути збережені як у файлах сеансів, так і в шаблонах звітів. Це дозволяє швидко відновлювати повний сеанс роботи або генерувати аналогічні для різних моделей чи симуляцій.

Дослідження моделей. Інструменти аналізу HyperView дозволяють вивчати моделі та результати відповідно до індивідуальних критеріїв користувача.

Синхронізація даних. HyperView дозволяє синхронізувати й візуалізувати результати FEA, багатотілових систем, XY-графіків (тестових чи симуляційних) та цифрових відеофайлів, надаючи повне розуміння поведінки моделі.

Обмін результатами. Результати CAE-аналізу можна передавати у 3D-середовищі або в презентаціях Microsoft PowerPoint за допомогою Altair HyperView Player® через компактні файли .h3d.

Експорт звітів. Сеанси HyperView можна експортувати в HTML або PowerPoint, включаючи текст, зображення, AVI-файли та файли .h3d.

Розширена функціональність. HyperView дозволяє створювати користувацькі види моделей, такі як розрізи або вибухові вигляди, за допомогою комплексного набору утиліт постобробки.

Пакет HyperGraph. Інтегрований потужний інструмент для побудови XY-графіків та аналізу даних.

Гнучке налаштування. HyperView надає повністю відкриту платформу, що дозволяє:

Створювати макроси для автоматизації роботи з часто використовуваними графіками.

Розробляти власні математичні функції та алгоритми.

Налаштовувати інтерфейс користувача відповідно до його потреб.

Автоматизація. HyperView забезпечує автоматизацію процедур постобробки, створення анімацій, графіків і таблиць, а також швидке порівняння результатів за допомогою функції Overlay Results.

HyperView є інструментом, який не лише спрощує роботу з даними аналізу, але й робить її ефективнішою та зручнішою.

4.2 Початкова геометрія підвіски з подвійним поперечним важелем

Розглянуто повну модель передньої або задньої підвіски з подвійним поперечним важелем. Як відомо, автомобіль обладнаний чотирма колесами, кожне з яких оснащено двома системами підвіски з подвійним поперечним важелем (передньою та задньою). Усього автомобіль має чотири такі системи підвіски, які є ідентичними за конструкцією. Це дозволяє провести детальний аналіз будь-якої з них, оскільки результати будуть узагальнюватися на всі інші.

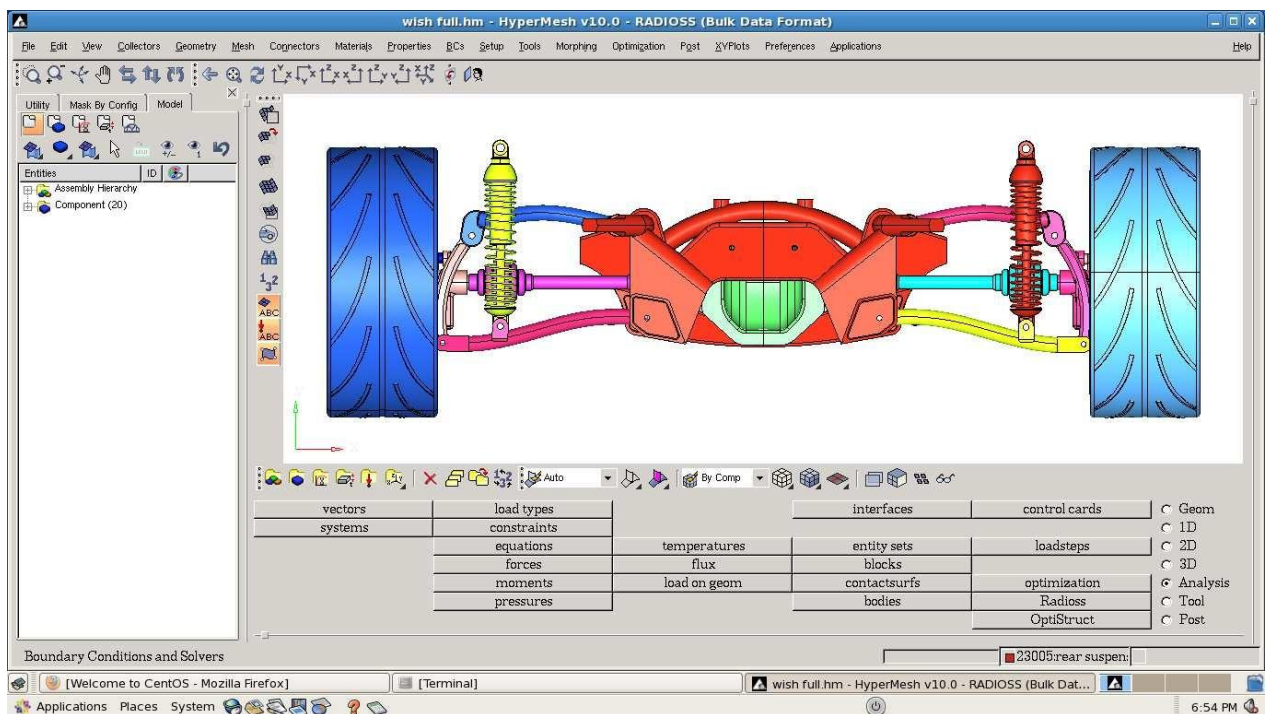


Рис. 4.1. Геометрія підвіски з подвійним поперечним важелем.

Першим етапом є розділення системи на дві симетричні частини та вилучення зайвих елементів, таких як шини, диференціал, обід колеса тощо. Після видалення непотрібних компонентів система набуває вигляду, як представлено на рисунку 4.2. Конструкція підвіски з подвійним поперечним

важелем включає задню підвіску, пружину, маточину колеса, верхній і нижній поперечні важелі.

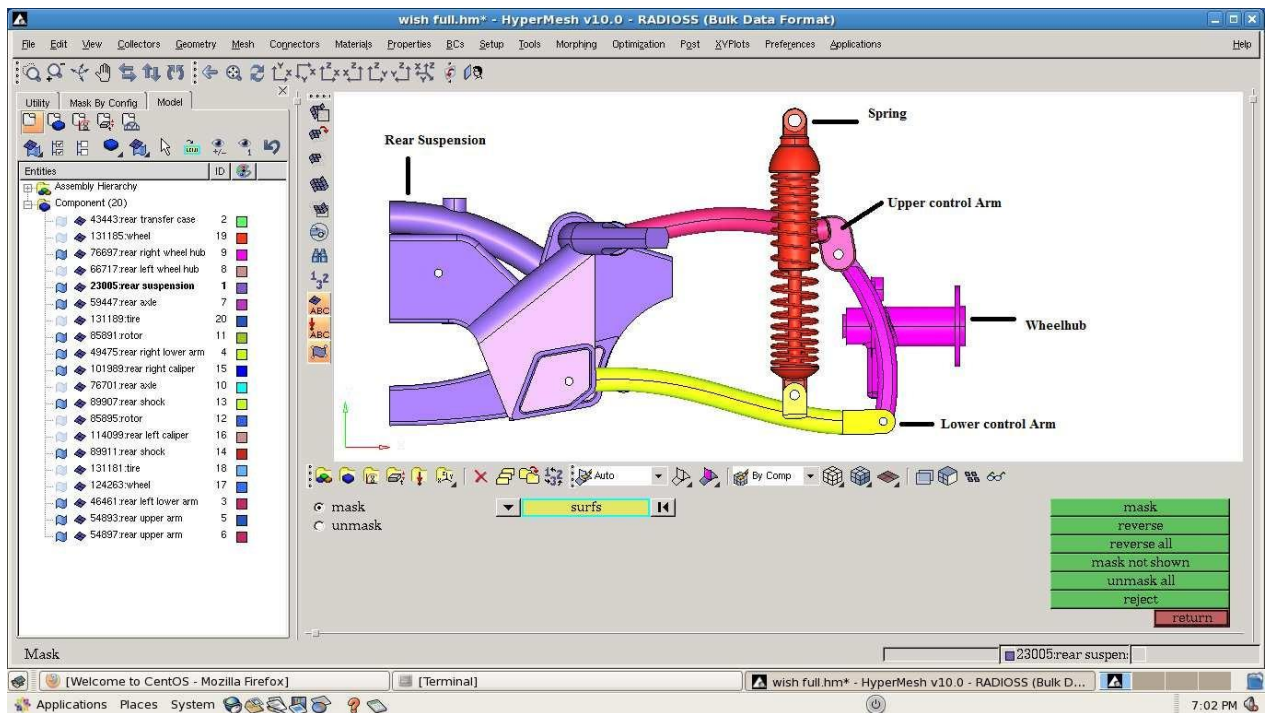


Рис.4.2. Схема підвіски з подвійним поперечним важелем.

Верхній і нижній важелі підвіски повинні бути здатними витримувати значні навантаження, що виникають під час експлуатації. Це вимагає, щоб матеріал, з якого вони виготовлені, мав високу границю текучості, хорошу еластичність і високу стійкість до втрати стійкості під дією навантажень. Зважаючи на ці технічні вимоги, для виготовлення важелів було обрано сталь, яка має всі необхідні механічні властивості.

4.3 Побудова сітки

Створення сітки є важливим етапом, що визначає якість і точність отриманих результатів під час аналізу. Особливу увагу слід приділяти деталізації сітки в зонах найбільшого навантаження, наприклад, у районі маточини колеса, яка приймає основну частину навантаження. Крім того, підвищена щільність сітки потрібна у місцях з'єднання компонентів і в областях, де відбувається зміна перерізу, оскільки саме тут виникають зони підвищеної концентрації напружень. Для моделювання методом кінцевих елементів було використано програмний пакет HyperMesh v11.

1D-сітка цей тип сітки застосовується у випадках, коли один із розмірів значно перевищує інші два.

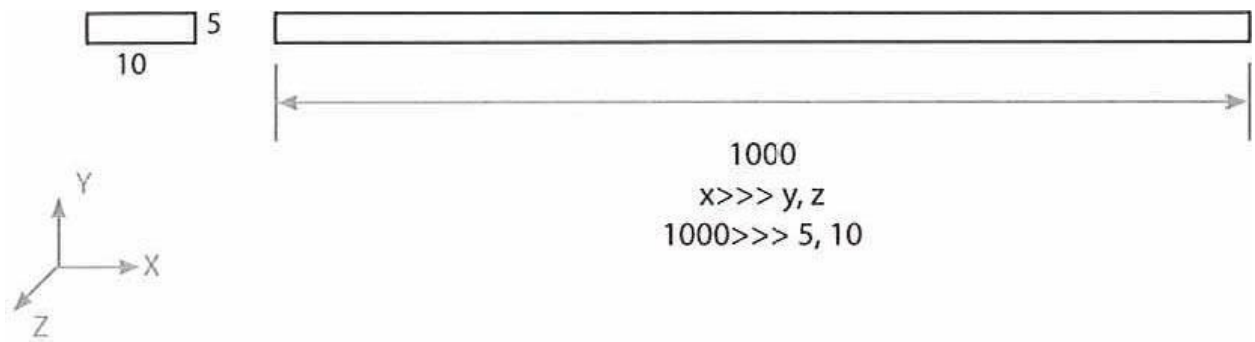


Рис. 4.3. 1D-сітка.

Форма елемента - Лінія.

Типи елементів - Стержень, брус, балка, труба, осесиметрична оболонка тощо.

Сфери застосування - Довгі елементи конструкцій, такі як вали, балки, шарнірні з'єднання та елементи кріплення.

Два з вимірів значно перевищують третій. Виміри X і Y є порівнянними, тоді як Z є незначним.

Форма елемента чотирикутник (Quad), трикутник (Tria).

Типи елементів. Тонкостінна оболонка, пластина, мембрана, плоска напруга, плоска деформація, осесиметричне тверде тіло тощо.

Практичне застосування. Листовий метал, пластикові деталі, наприклад, панелі приладів тощо.

Усі виміри є порівнянними за розміром.

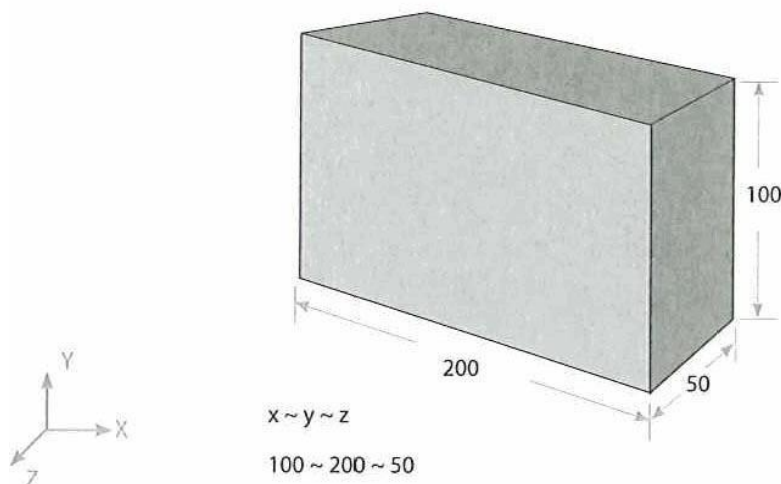


Рис. 4.4. 3D / Об'ємне моделювання сітки.

Форми елементів: Тетраедри, Пентаедри, Гексаедри, Піраміди.

Тип елементів: Солідні (тверді тіла).

Застосування на практиці: Деталі такі як коробка передач, блок двигуна, колінчастий вал і тому подібне.

Процедура сіткування компонентів: Сіткування здійснюється для кожного компонента окремо. Основні критерії сіткування включають:

Тип елементу: R - Trais Тип мешу: Tetra Цільовий розмір елемента: 4
Мінімальний розмір елемента: 1 Коефіцієнт стиску Tet: 0.2 Кут скосу: 75
Якобіан: 60.

Сіткування елементів, таких як маточина колеса, пружина, задня підвіска, верхній та нижній важелі керування, проводиться з дотриманням встановлених критеріїв. Це забезпечує точність і ефективність аналізу структурної міцності і динаміки автомобіля. Кожний компонент ретельно аналізується для забезпечення його оптимальної працездатності і відповідності технічним вимогам.

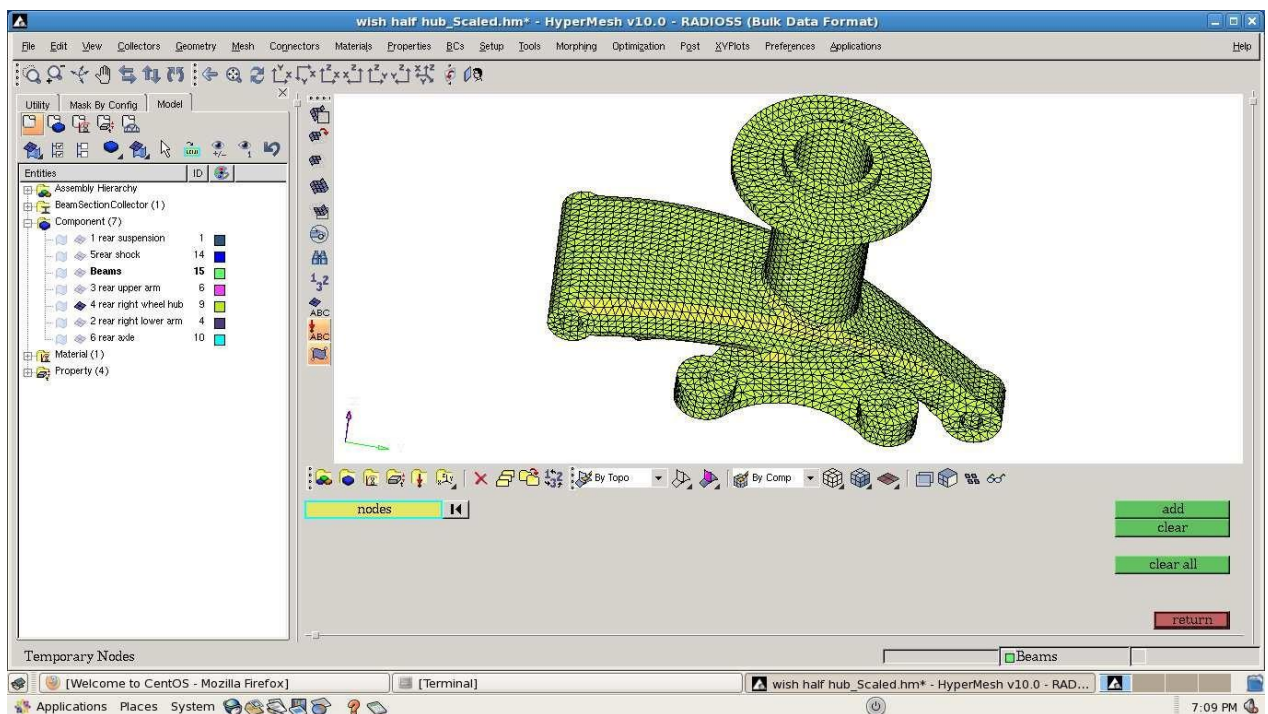


Рис. 4.5. Маточина колеса.

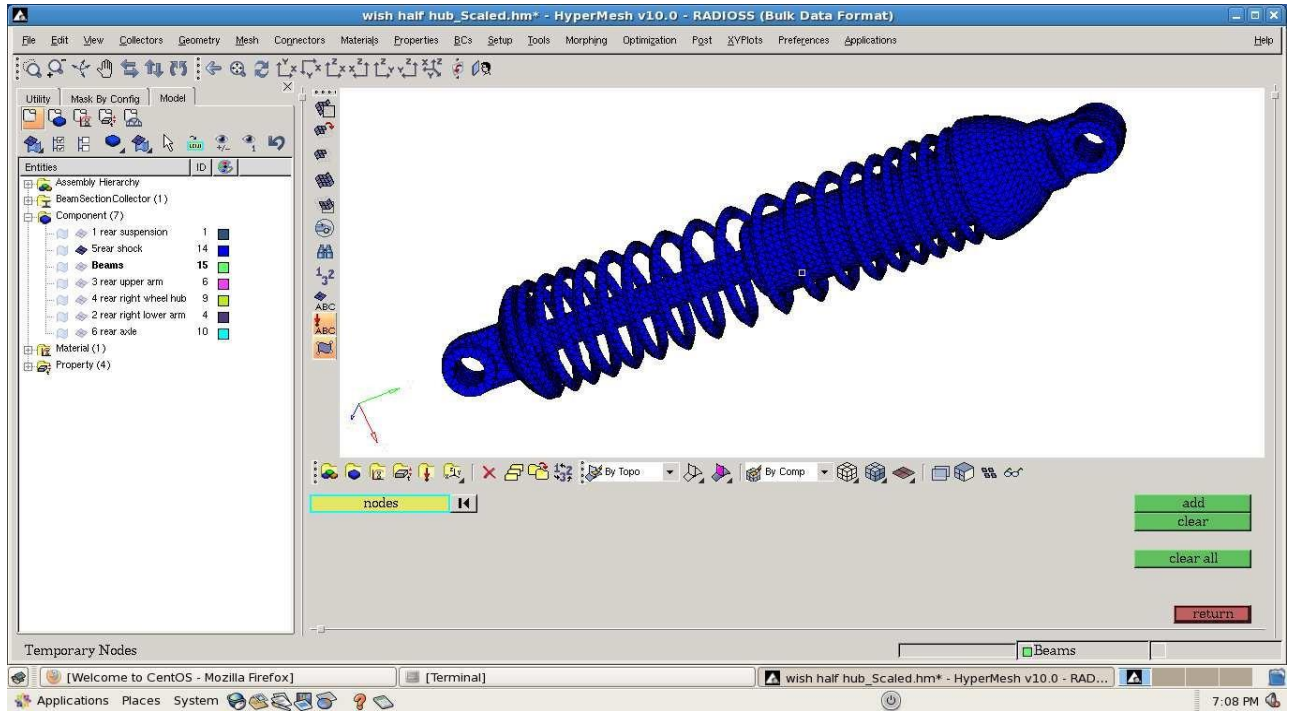


Рис. 4.6. Пружина підвіски.

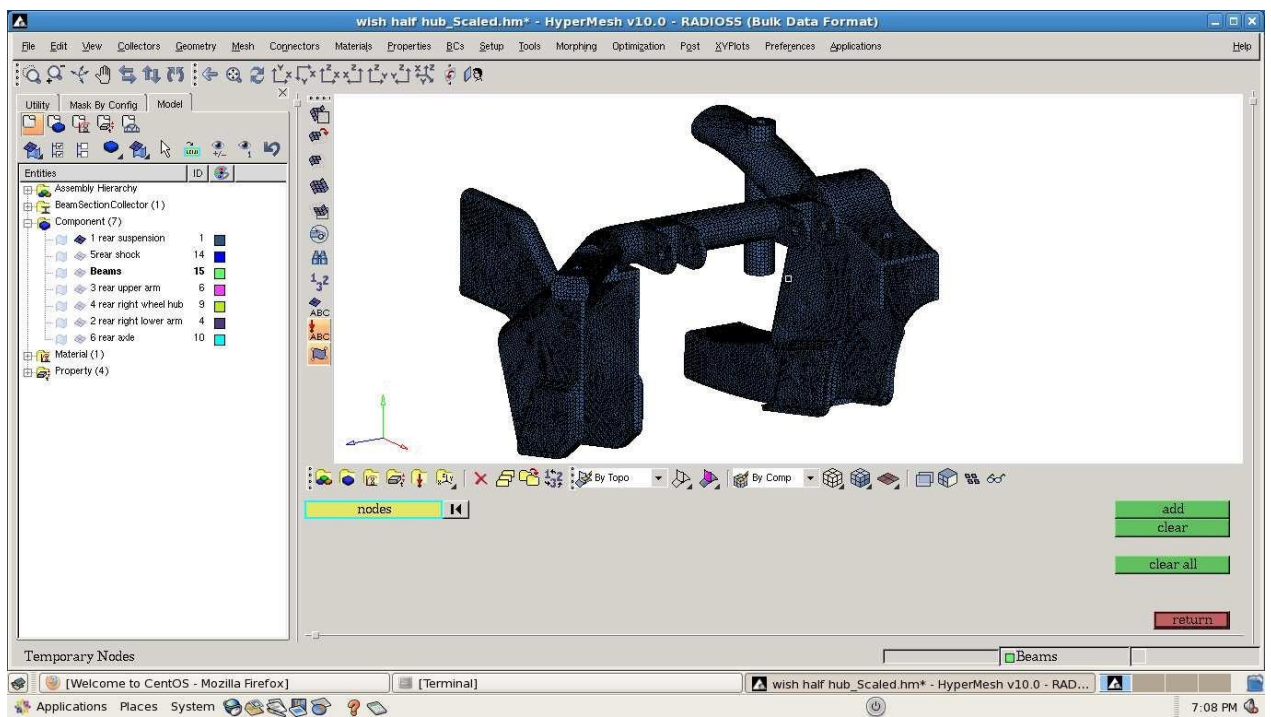


Рис. 4.7. Задня підвіска.

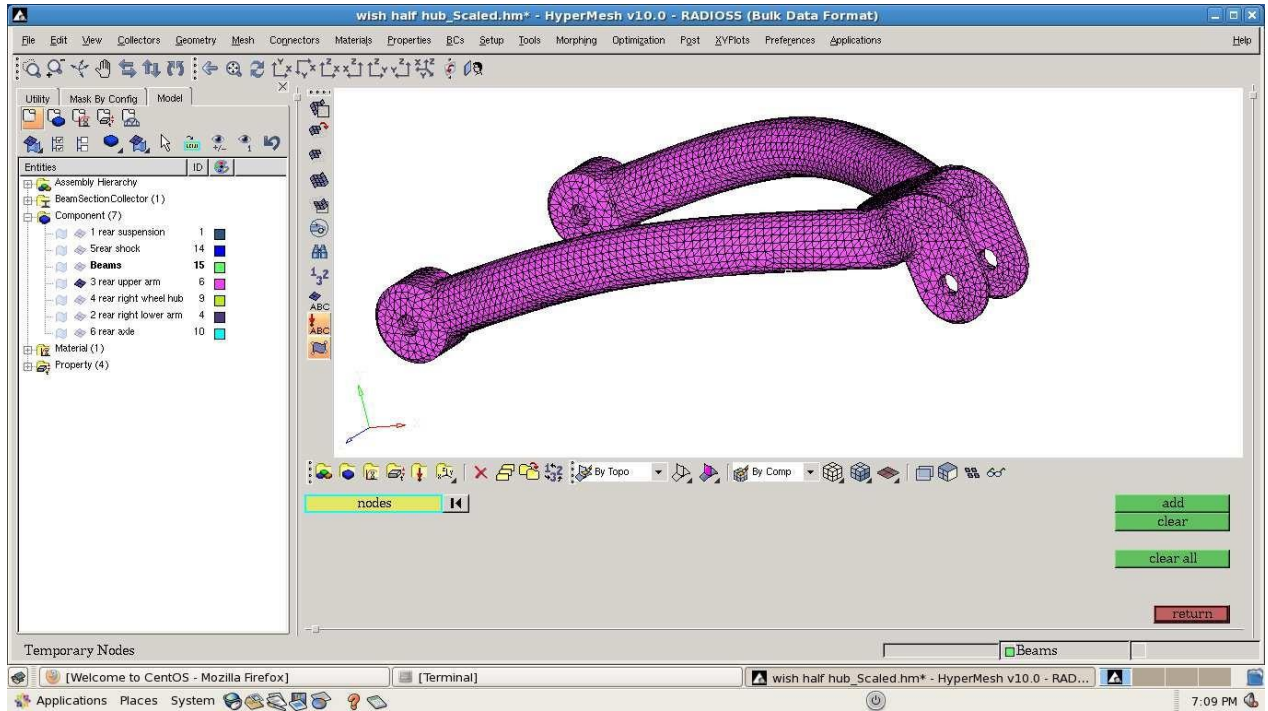


Рис. 4.8. Верхній важіль керування.

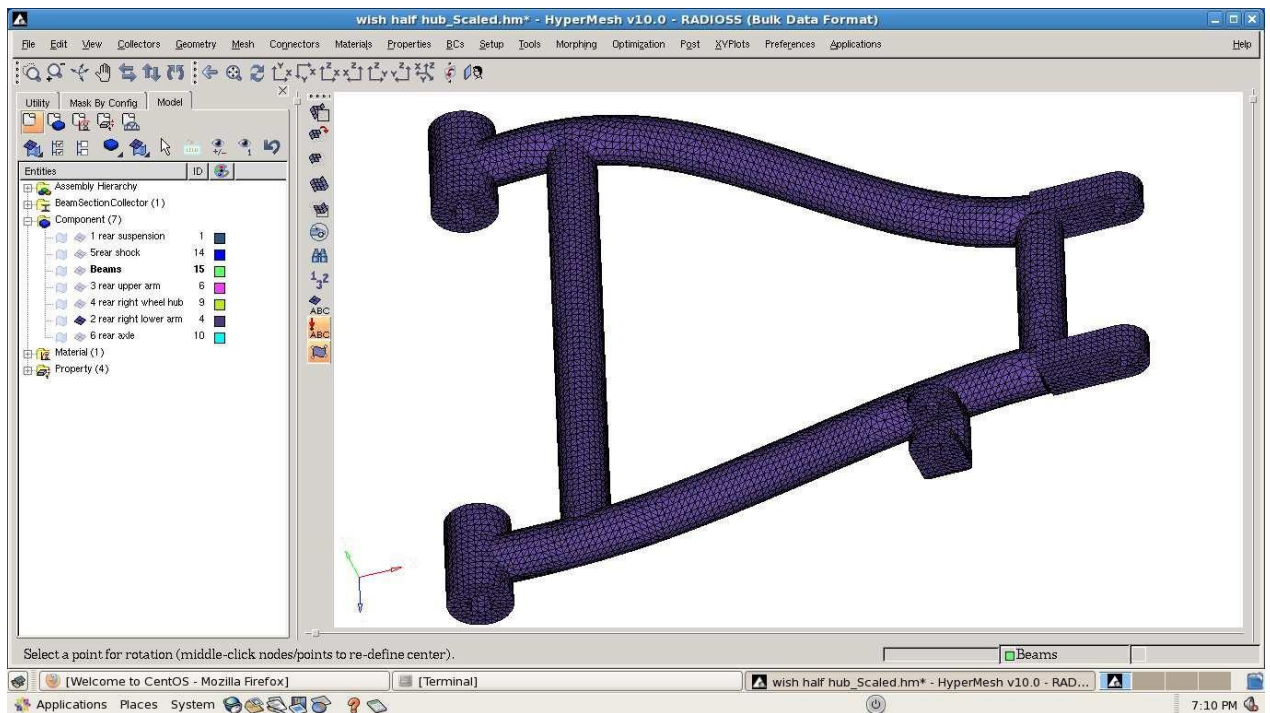


Рис. 4.9. Нижній важіль керування.

Тепер збираємо всі ці компоненти для формування повної системи підвіски.

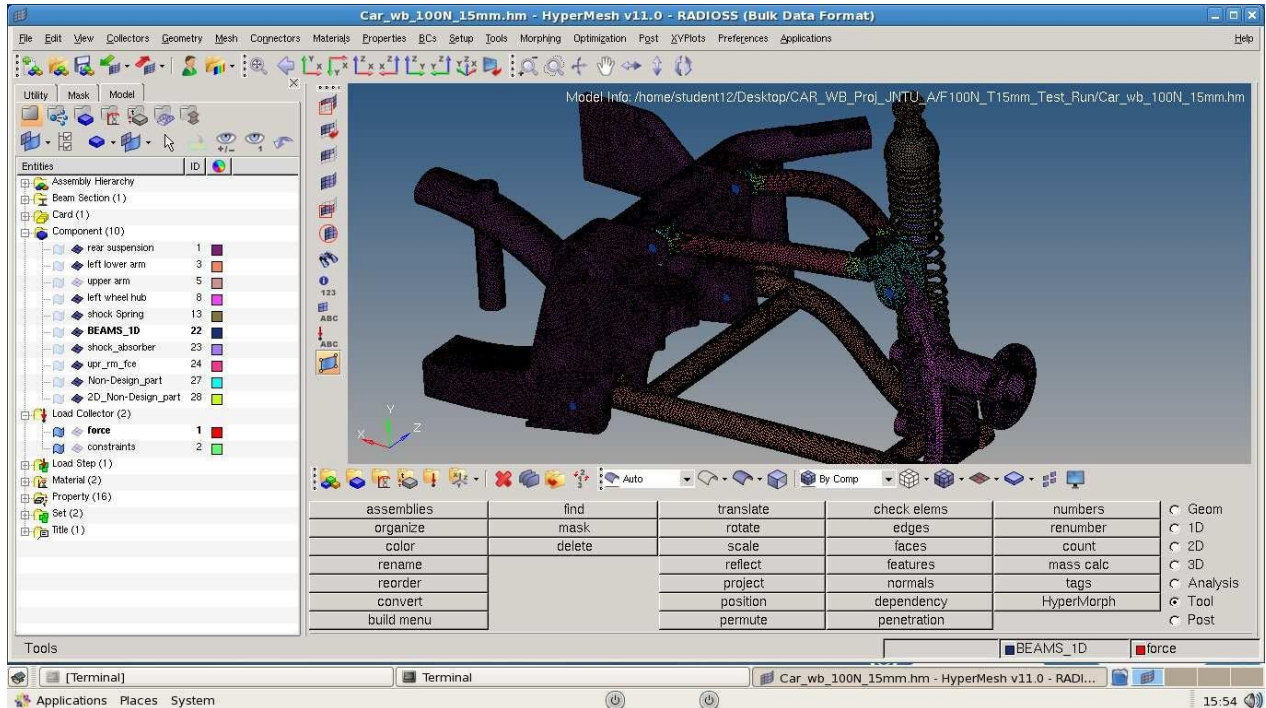


Рис. 4.10. Монтаж подвійного поперечного важеля.

Формування 1D елементів: 1D елементи використовуються для з'єднання двох компонентів (прямі балки) і забезпечення кріплення елементів у вузлах (колісні балки).

Конструкція прямолінійних балок. Для формування прямої балки необхідно спочатку визначити радіус відкриття, де вона буде розміщена. Встановіть характеристику балки відповідно до заміряного радіуса. Окресліть центральну точку відкриття, враховуючи кількість елементів, розташованих уздовж нього, та проведіть лінію, що з'єднує ці точки у зазначеному напрямку.

Конструкція балок, імітуючих візкове колесо. Започаткуйте з вимірювання загальної площі отвору, позначимо це як X . Далі, порахуйте кількість вузлів вздовж цього отвору, яке позначимо як Y . Поставте у відповідність значення X і Y з формулою площі круга (πr^2), з метою визначення радіусу ' r '.

$$i.e. \pi r^2 = X / Y,$$

На основі знайденого радіусу формуйте характеристики балки. Визначте центр кола в отворі та сполучіть вузли елементів по круговій траєкторії, а потім транслюйте сконструйовану балку у формі колеса вагона уздовж відкриття.

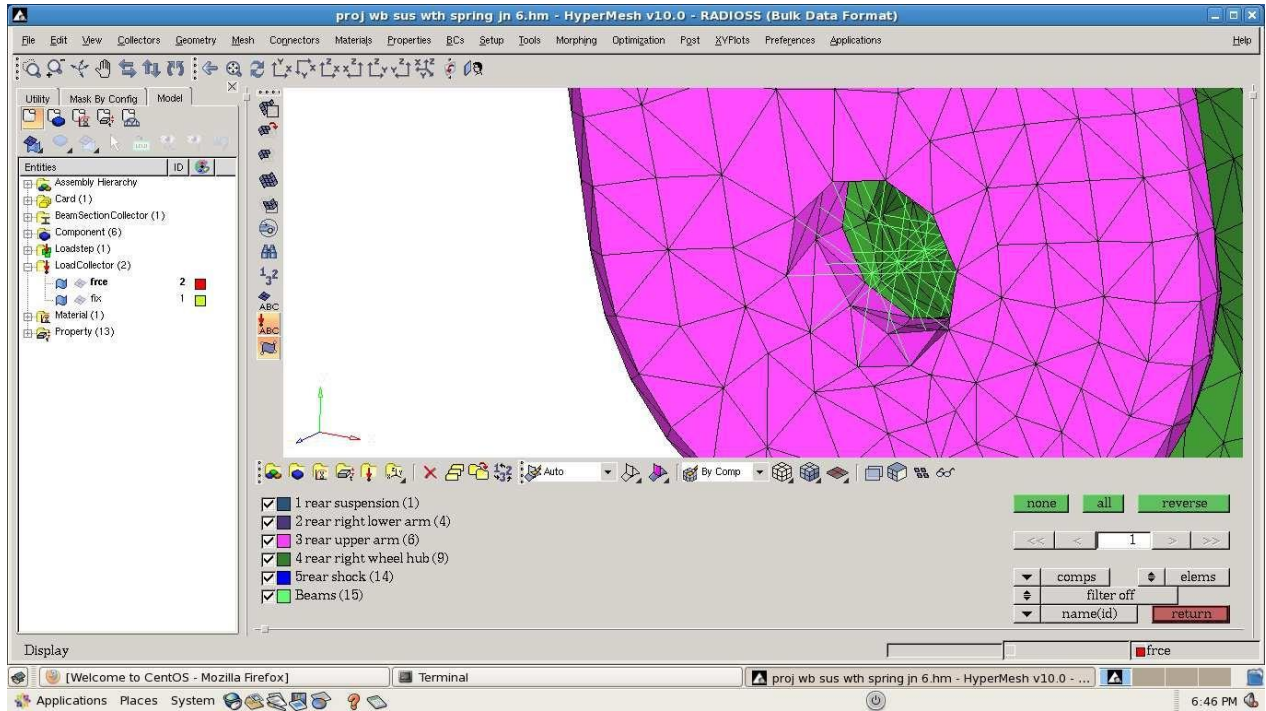


Рис. 4.11. Прямі балки.

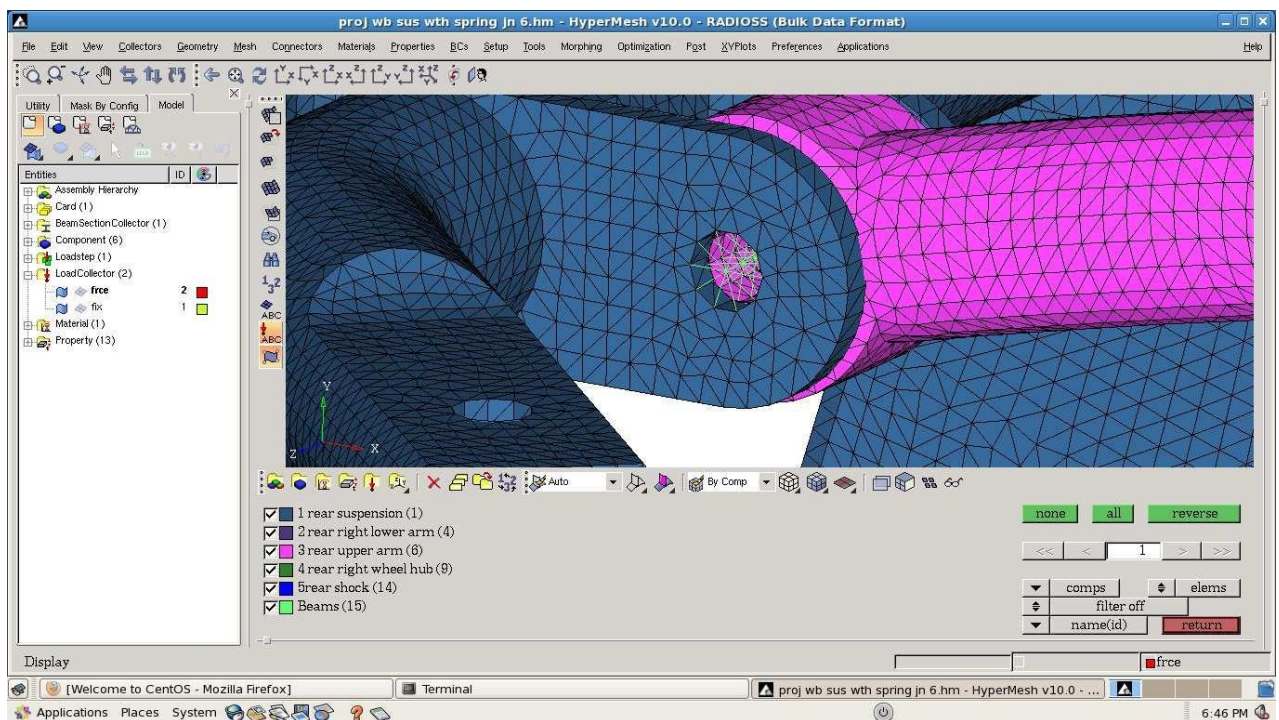


Рис. 4.12. Балки у формі колеса вагона

4.4 Визначення граничних умов та режимів навантаження

Монтаж системи підвіски має фіксацію на задньому кінці, щоб уникнути вібрацій під час досліджень, а також запобігти викиданню компонентів у процесі аналізу. Задня частина підвіски на задній поверхні фіксується в усіх

шести напрямках руху: U_x , U_y , U_z (переміщення) та R_x , R_y , R_z (обертання), що забезпечує стабільність конструкції.

Пружинні елементи системи підвіски обмежуються у вільному переміщенні в одному та трьох напрямках (U_x , U_z), перешкоджаючи руху в горизонтальній площині X та вертикальній Z . Таке обмеження необхідне для досягнення надійних результатів аналізу.

Застосоване навантаження складає 100Н, і здійснюється контроль навантаження на задній бік задньої підвіски.

$$U_x, U_y, U_z, R_x, R_y, R_z = \text{Зафіксовано}$$

Для пружин обмеження застосовуються на поверхні з одним та три ступенями свободи, а саме U_x , U_z = зафіксовано.

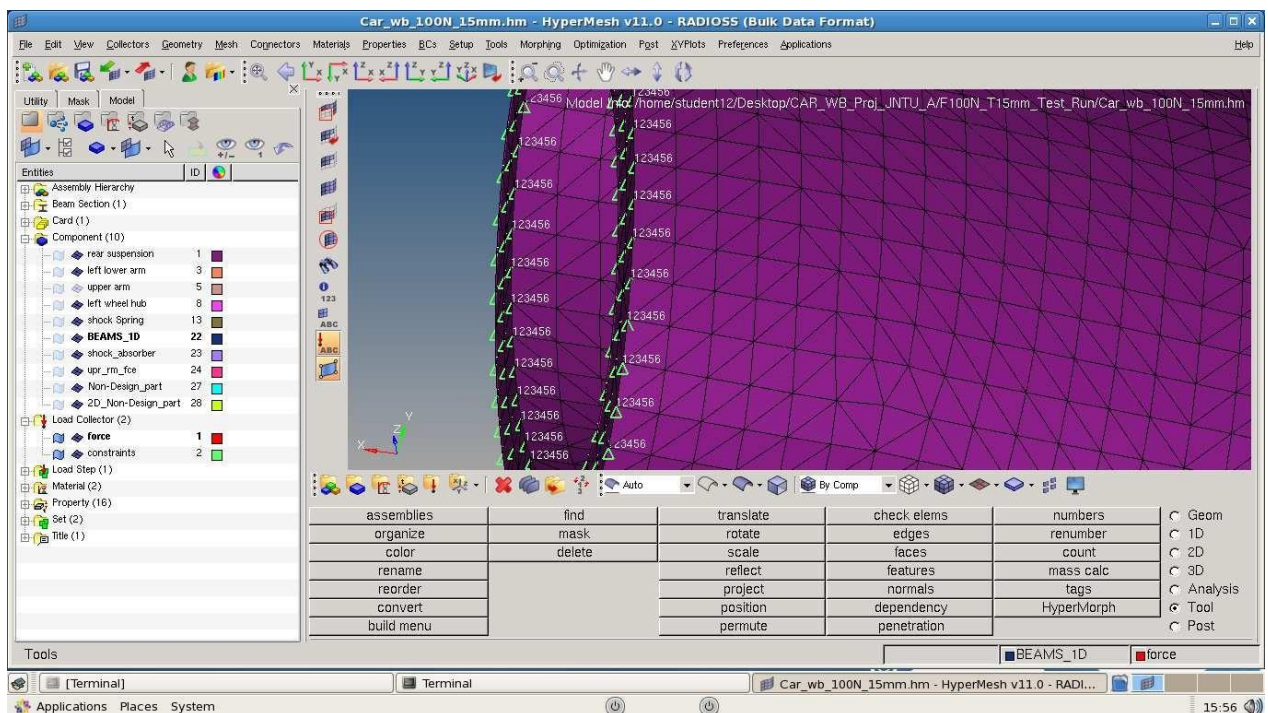


Рис. 4.13. Застосування шести ступенів вільного переміщення на задньому амортизаторі.

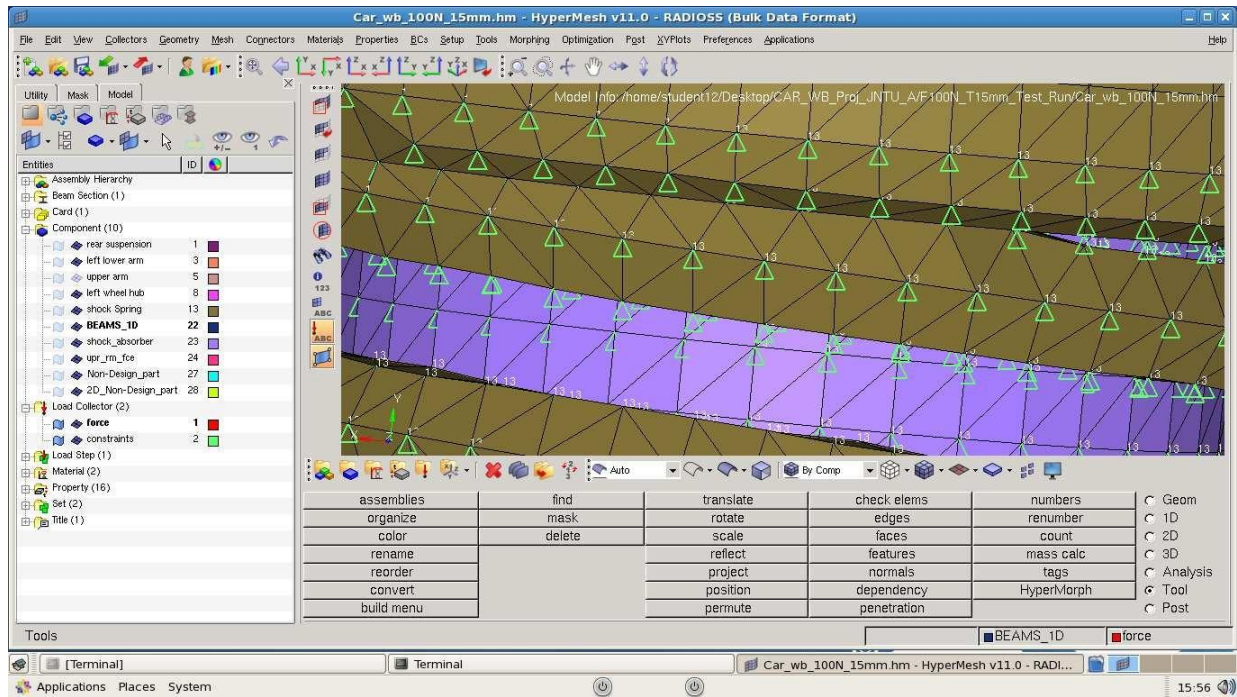


Рис. 4.14. Застосування першого та третього ступенів вільного переміщення на пружині.

Встановлення навантаження. Для аналізу точної передачі навантаження в механізмі використовується імітаційне динамічне навантаження 100Н, прикладене до ступиці колеса. Це дає змогу оцінити ефективність системи в цілому. Здійснюється пробний запуск, що дозволяє підтвердити надійність отриманих даних. Відповідно до цих даних виконується розрахунок реального навантаження.

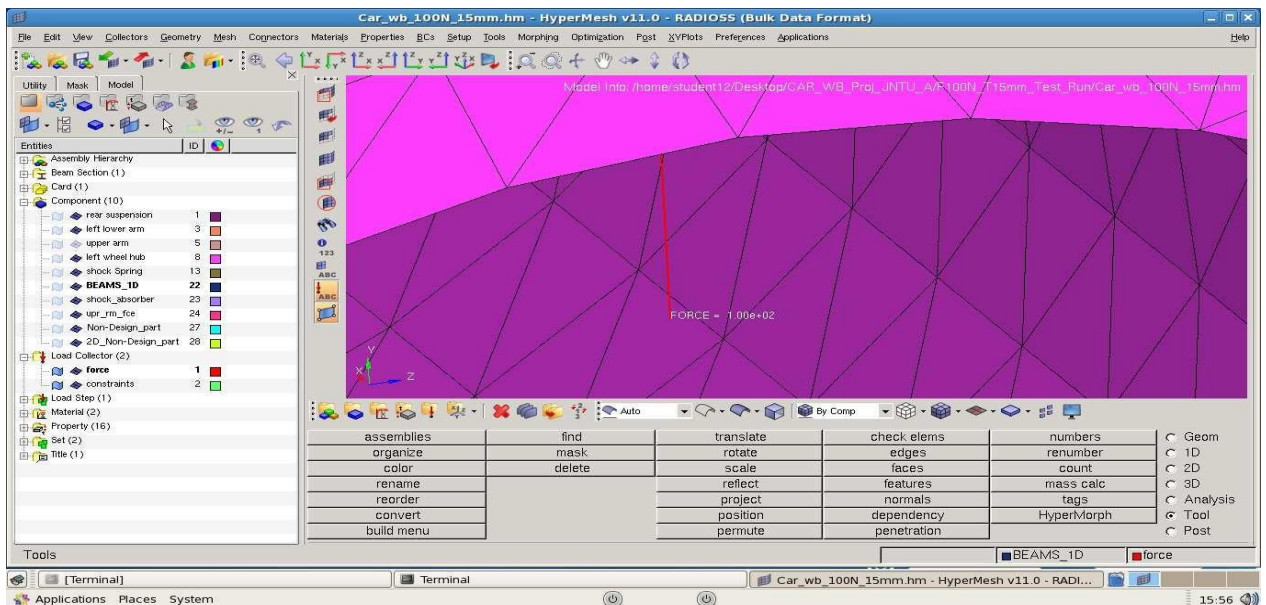


Рис. 4.15. Застосування навантаження.

4.5 Налаштування програмного продукту

Блакитний відтінок вказує на частини, які не залучені до програми (передня та задня зони). Ці сегменти оформлені за допомогою 3D-елементів (тетраедрична сітка). В інтервалі між ними розташовані рожева та жовта сітки (2D-сітка з R-Trais), що демонструють програмний простір. Жовтий колір створює перехід між 2D та 3D моделями сітки. Даний програмний простір буде оптимізований для кермових важелів, з урахуванням таких параметрів, як товщина, вага, міцність та напруженість.

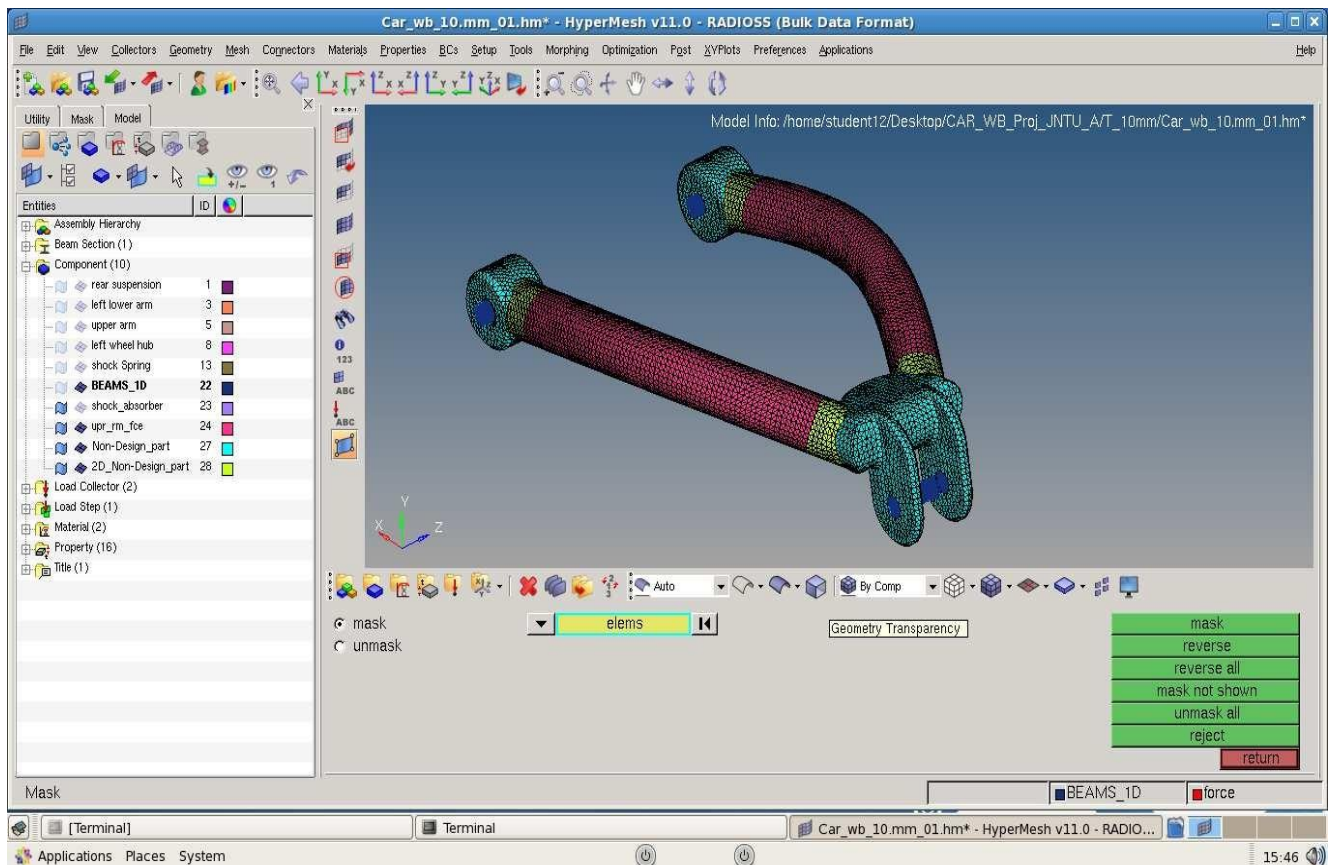


Рис. 4.16. Конфігурація програмного простору

4.6 Аналіз навантаження на верхньому кермовому важелі

У попередньому експерименті ми застосували умовне динамічне навантаження в 100Н до системи. Слід повторити цей процес для актуалізованої системи, що включає модифікований кермовий важіль.

З впливом сили 100Н на ступицю колеса, ми маємо визначити розподіл цієї сили по верхньому кермовому важелю. Такий розрахунок ефективно

здійснюється за допомогою контрольних карт, які дозволяють відображати сили, що діють на вибрані елементи чи вузли. Ці вузли та елементи організовані у відповідні групи, щоб спростити аналіз. Для аналізу було вибрано два вузли на верхньому кермовому важелі (1045060, 1045061).

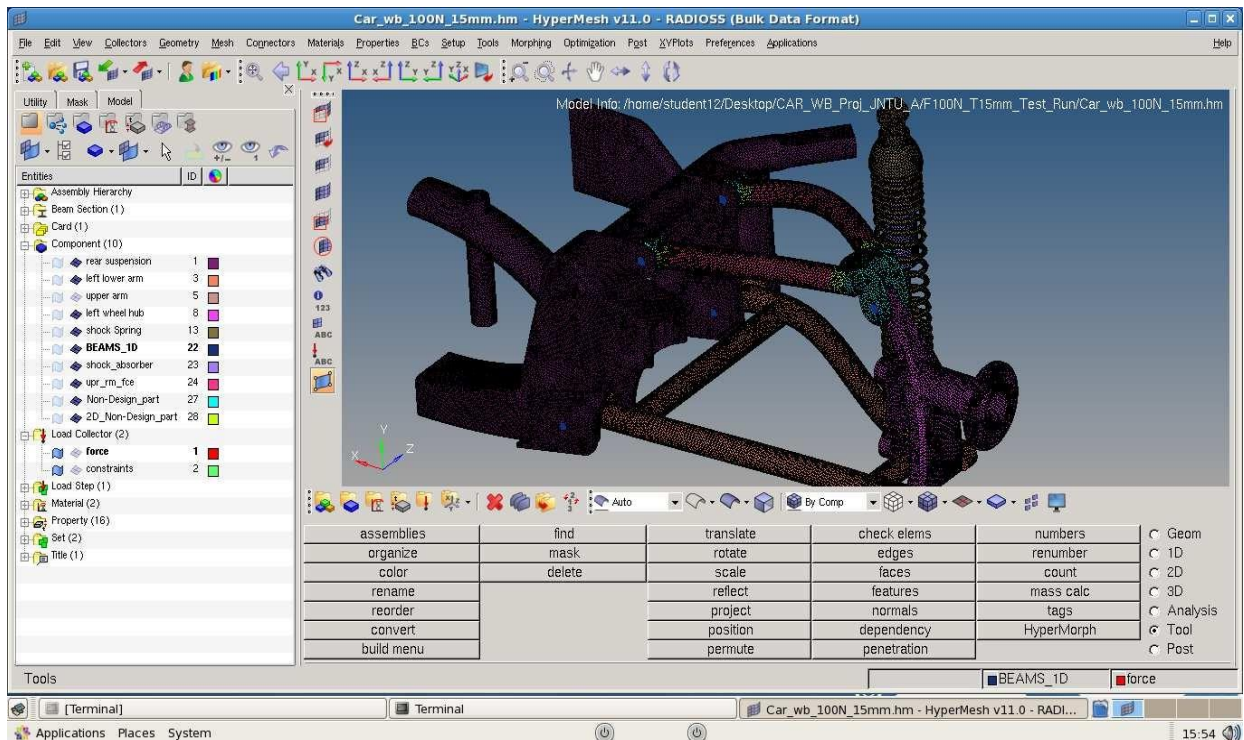


Рис. 4.17. Монтаж модифікованого кермового важеля.

Навантаження на визначених вузлах. Визначення сили на конкретних вузлах для номінального навантаження в 100Н. Для отримання відповідних показників, значення навантаження необхідно масштабувати з урахуванням загального навантаження на автомобіль.

Вузол 1045060

X: 20.43,

Y: 25.41,

Z: 3.35.

Вузол: 1045061

X: -45.11,

Y: -6.659,

Z: -12.07.

Визначення навантаження.

Припустимо загальну масу автомобіля у 3.5 тонни. З огляду на пасажиромісткість авто у п'ять осіб, де середня маса одного пасажирів становить 100 кг, ми отримуємо наступні показники:

Власна маса автомобіля: 3.5 тонни;

Маса одного пасажирів: 100 кг;

Загальна кількість пасажирів: 5 осіб;

Загальна маса пасажирів: 500 кг, що дорівнює 0.5 тоннам.

Загальна маса автомобіля складає:

$3.5\text{тонни} + 0.5\text{тонни} = 4\text{тонни}$ Ця маса рівномірно розподілена між чотирма колесами, по одній тонні (або 1000 кг) на колесо. Перерахунок у силу:

$$1000\text{кг} \times 9.8\text{Н/кг} \approx 9800\text{Н}$$

Для спрощення приймаємо приблизно 10000 Н.

Розподіл сили на вказаних вузлах (1045060, 1045061) для навантаження у 10000 Н виглядає наступним чином:

Вузол 1045060:

При навантаженні 100 Н: $X = 20.43$;

При навантаженні 10000 Н: $X = 2043$.

Схожим чином для $Y = 2541$, $Z = 335$.

Вузол 1045061:

$X = -4511$,

$Y = 6659$,

$Z = -12.07$.

Застосовуючи вказані сили на цих вузлах відповідно до осей X, Y, Z, можливе проведення аналізу на різну товщину в рамках дизайн-простору. Такі аналізи, як лінійний статичний, на стійкість та модальний, проводяться при варіативній товщині.

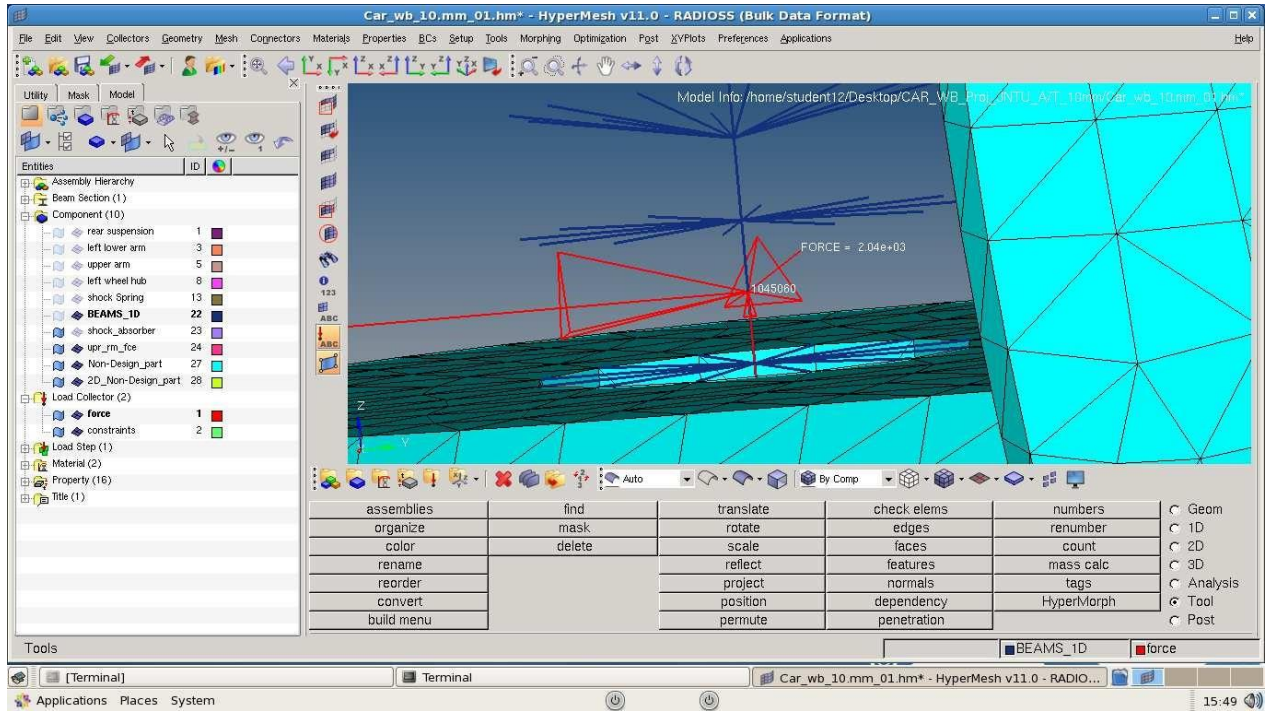


Рис. 4.18. Сила на вузлі 1045060.

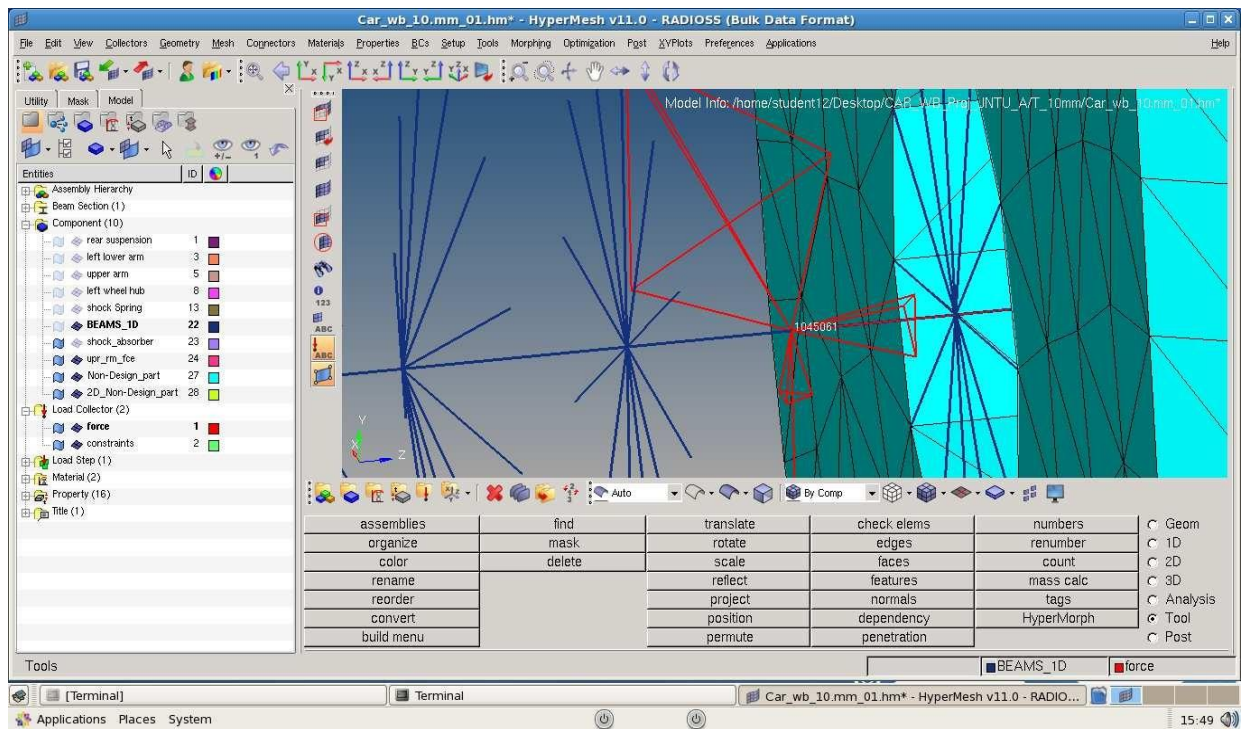


Рис. 4.19. Сила на вузлі 1045061.

4.7 Лінійний статичний аналіз

Цей аналіз є найбазовішим та найпоширенішим методом дослідження в механіці.

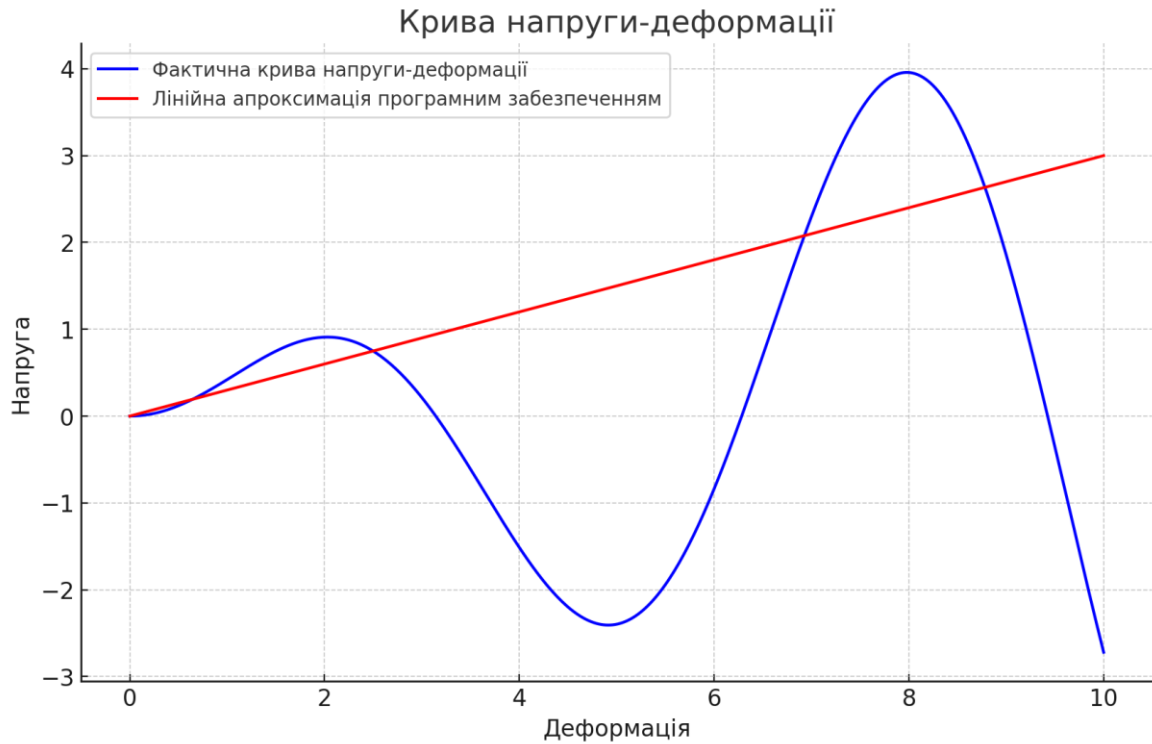


Рис. 4.20. Графік залежності напруження від деформації у лінійному статичному аналізі.

Термін "лінійний" відноситься до прямолінійної залежності. Вираз $\sigma = \epsilon E$ представляє рівняння прямої ($y = mx$), яка проходить через початок координат. Константа "E", відома як модуль Юнга, визначає нахил цієї прямої. На практиці, коли матеріал досягає точки текучості, його поведінка стає нелінійною, однак аналітичне програмне забезпечення продовжує використовувати лінійну модель. Після досягнення крайнього напруження, компонент розламується на дві частини, але програмний аналіз, як правило, не відображає такий збій. Він показує лише одну цілісну деталь із зонами, позначеними червоним кольором, де відбувається збій.

Аналітику необхідно визначити, чи є компонент безпечним або він зазнав збою, порівнюючи максимальне напруження із напруженням текучості або максимальним напруженням.

Статичний аналіз передбачає дві основні умови. Сталість сили у часі (наприклад, стале навантаження, як вага автомобіля).

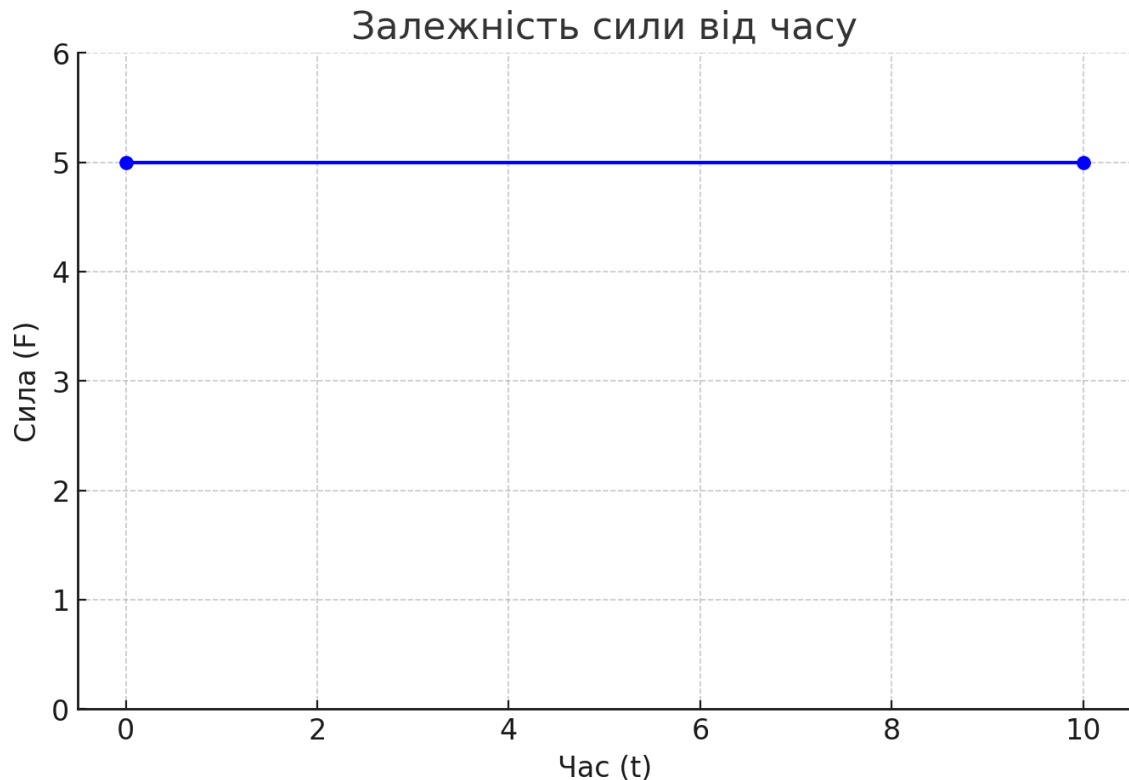


Рис. 4.21. Залежність сили від часу

Умова рівноваги - $\sum \text{Сила} = 0$, $\sum \text{Моменти} = 0$

$$\sum F_x = 0, \sum M_x = 0,$$

$$\sum F_y = 0, \sum M_y = 0,$$

$$\sum F_z = 0, \sum M_z = 0.$$

Верхній кермовий важіль було аналізовано за допомогою лінійного статичного методу, використовуючи матеріали різної товщини, що змінювалися від 15 мм до 10 мм протягом шести ітерацій у рамках дизайнерського простору. На вузли (1045060, 1045061) застосовувалася розрахункова навантаження у 10000 Н по осях X, Y та Z.

Лінійний статичний аналіз до оптимізації (товщина 15 мм). Первинний об'єм переміщення верхнього важеля був 920000 мм³ та 3.44 мм. Ці значення переміщення перевищували прикладені навантаження. Відповідно, я вирішив знизити переміщення шляхом зменшення об'єму верхнього важеля для підвищення його відповідності робочим характеристикам.

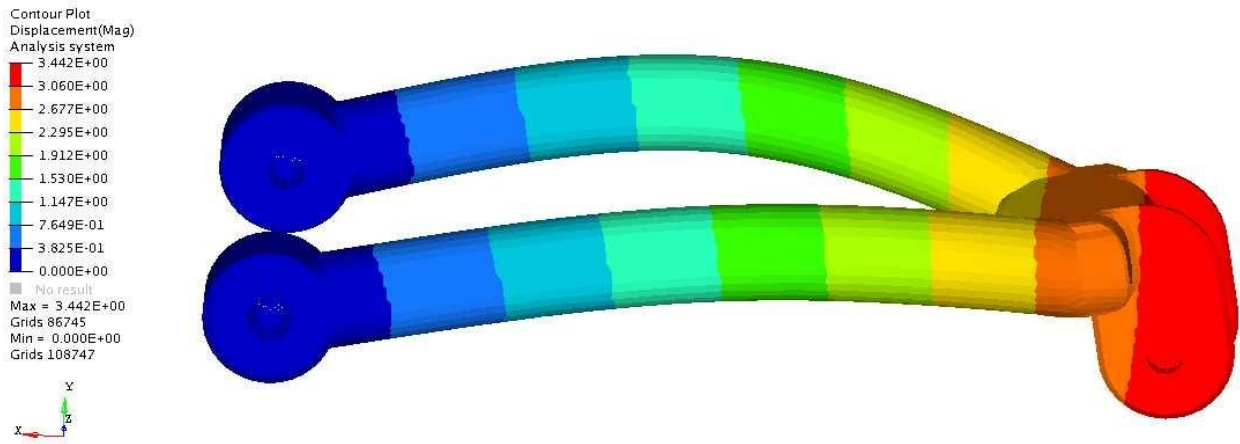


Рис. 4.22. Переміщення.

Перед процесом оптимізації значення переміщень були значними.

Високий рівень переміщень міг негативно вплинути на довговічність компонента.

У зоні дії навантаження спостерігались підвищені переміщення.

Це призводило до того, що матеріал швидко досягав межі текучості.

В результаті, я прийняв рішення знизити величину переміщень, не змінюючи умови навантаження.

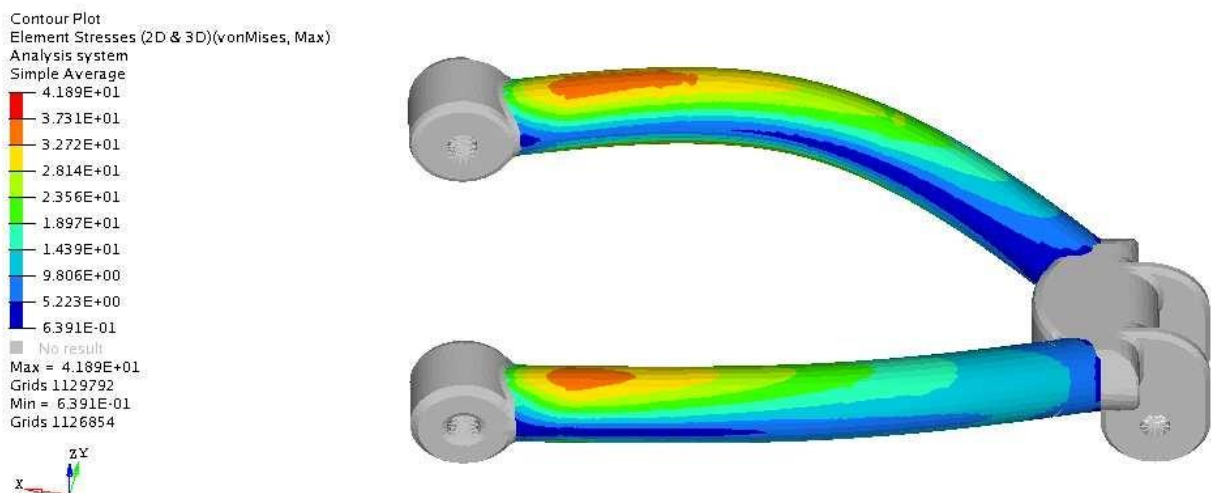


Рис. 4.23. Розподіл напружень за Вон-Місесом

Перед початком оптимізаційного процесу на рисунку 4.22 представлені діаграми, які ілюструють розподіл напружень у матеріалі. Ці діаграми виявляють області із зосередженням напружень. В регіонах з низьким рівнем напружень рекомендується зменшувати об'єм матеріалу. Це зменшення об'єму спрямоване на зниження рівня деформацій у відповідь на попередні навантаження. На графіках синій колір позначає місця з низькими напруженнями, а червоний - з високими.

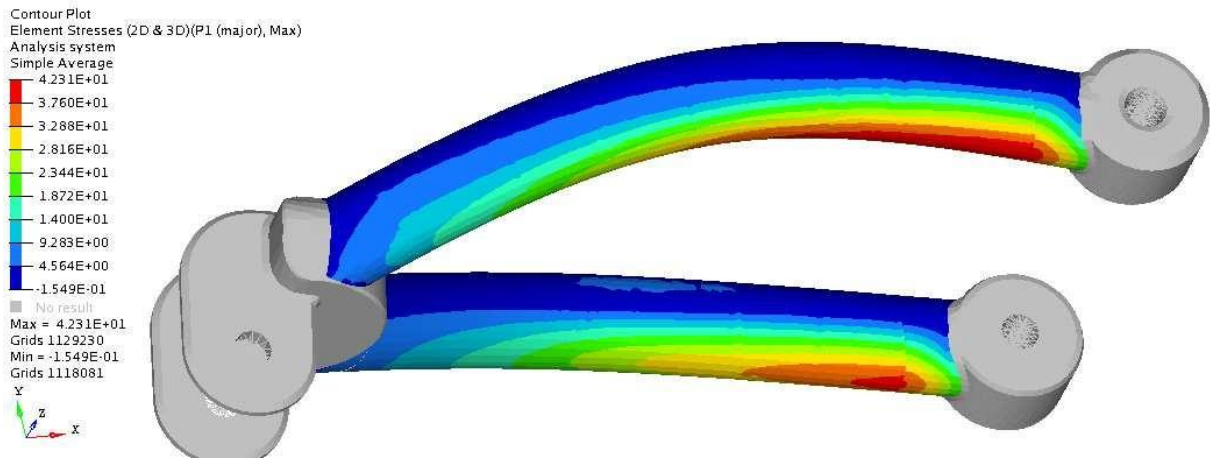


Рис. 4.24. Основна напруга P1 (Напруга розтягування).

На представлених графіках напруги висвітлюються нові підходи до оптимізації конструкцій. В регіонах, де спостерігаються вкрай низькі рівні напруг, рекомендується зменшення об'єму матеріалу.

Напруга розтягування виявляється лише у смугах та елементах конструкції, які відповідають за перенесення навантаження.

Вплив цієї сили виражається через подовження кермового важеля.

Саме це подовження має вирішальний вплив на тривалість експлуатації кермового важеля, визначаючи його стійкість до зносу та зламів.

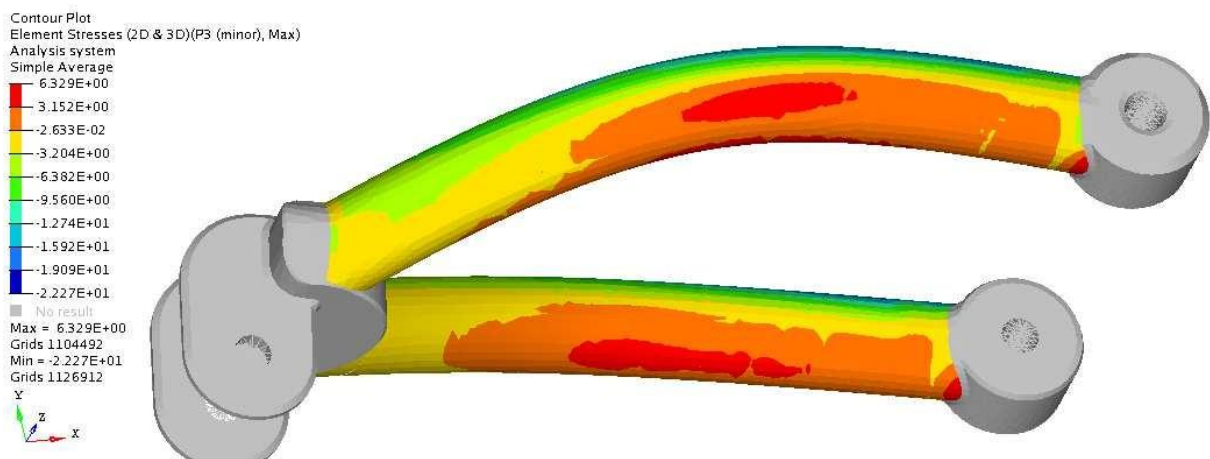


Рис. 4.25. P3 Мінор (Стискання).

Стиснення відбувається лише на двох кінцях підвіски типу "wishbone":

В результаті, обидві сторони підвіски зазнають стиснення під дією сили.

Важіль переміщується в нижнє положення відносно початкового, що призводить до стиснення.

Інтенсивність стиснення в цих частинах підвіски є помірною.

Лінійний статичний аналіз після оптимізації (товщина 10 мм).

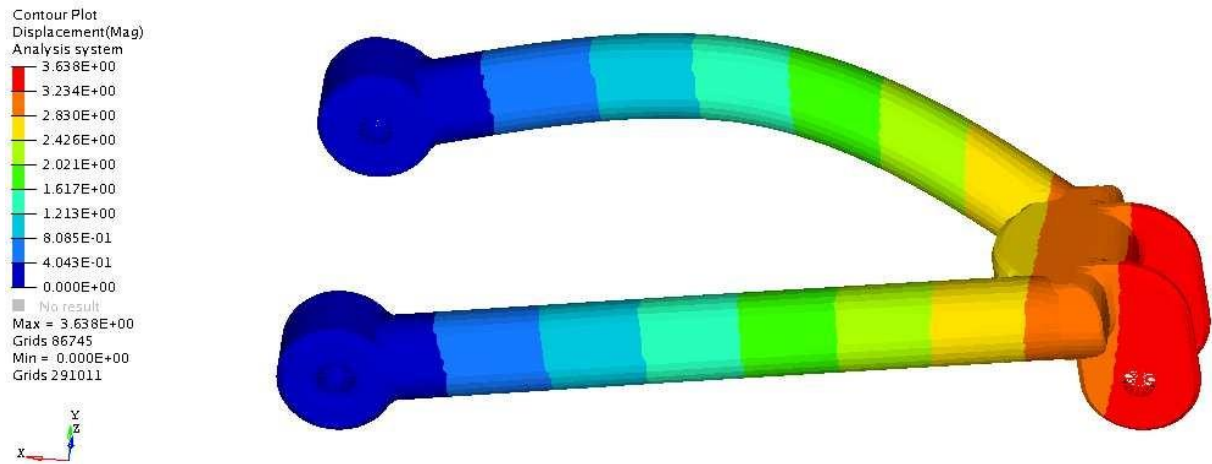


Рис. 4.26. Переміщення.

Цей графік показує переміщення по осі X. Зіставляючи це з попередніми показниками, виявлено відмінності у деяких областях. Ці різниці пояснюються зменшенням обсягу матеріалу у компоненті, що було здійснено для оптимізації його характеристик.

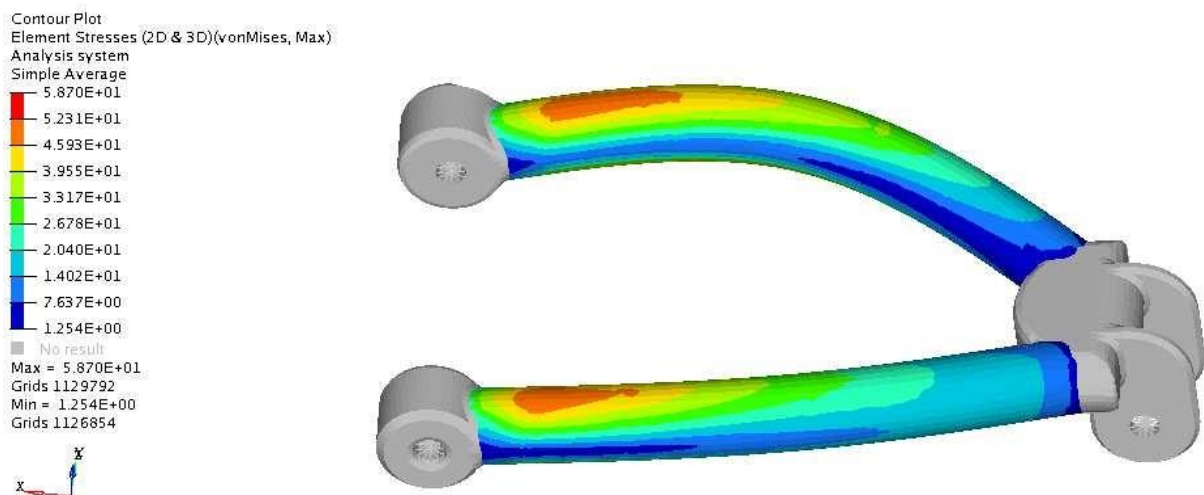


Рис. 4.27. Напруження за Вон-Місесом

Цей графік демонструє розподіл загальних напружень у матеріалі. На діаграмі видно, що в деяких зонах, зокрема в областях смуг і підвісок типу "wishbone", напруження знижені. В таких місцях, де спостерігається знижене напруження, пропонується зменшити кількість матеріалу для підвищення ефективності. Для регулювання параметрів використовується програмне забезпечення.

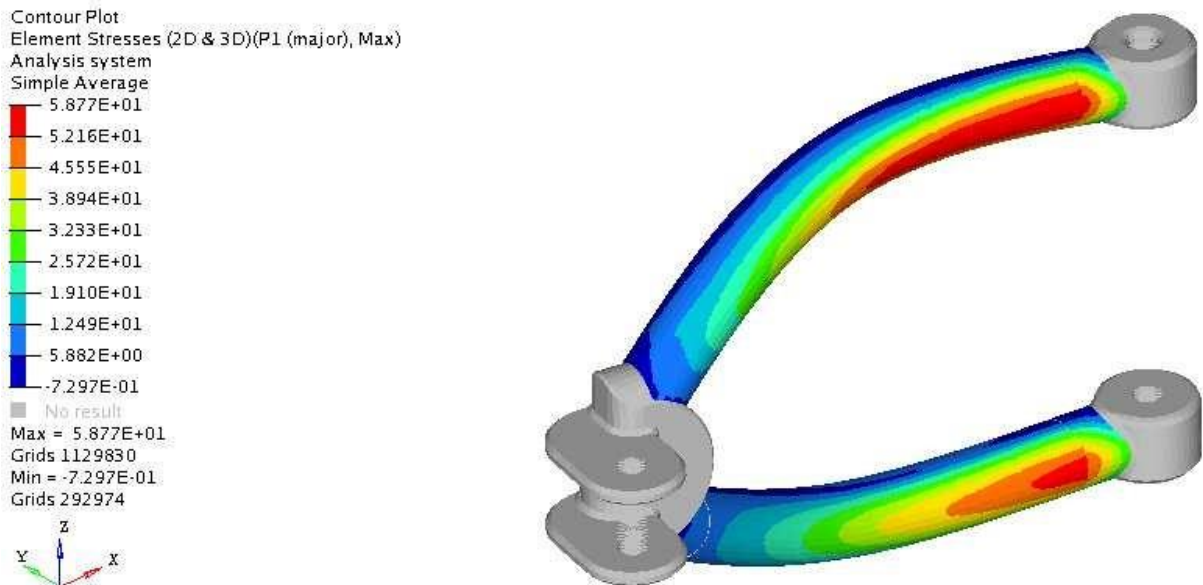


Рис. 4.28. P1 Major (Напруга при розтягуванні).

Напругу можна знизити у порівнянні з попередніми вимірами. Завдяки цьому модель здатна краще протистояти розтягненню, що сприяє збільшенню її довговічності у порівнянні з попередньою версією.

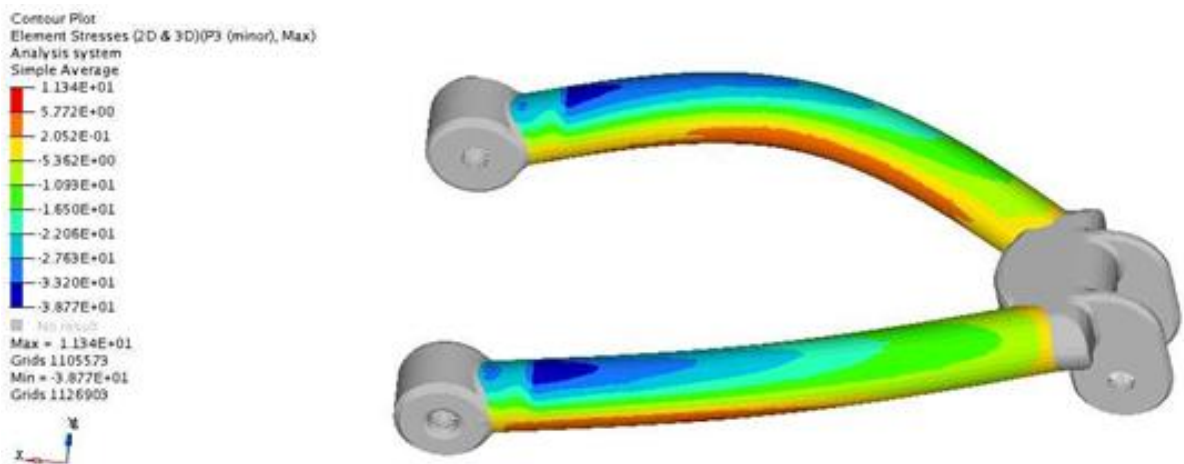


Рис. 4.29. P3 Minor (Стиснення).

На цьому графіку представлено стиснення компонентів. Візуалізація показує рівномірний розподіл стискальних сил, що дозволяє визначити місця, які потребують оптимізації матеріалу або конструктивних змін для підвищення міцності та довговічності.

Зменшення стиснення на лівій стороні підвіски типу "wishbone":

Зниження стиснення в цій частині підвіски призвело до покращення характеристик моделі та збільшення її тривалості служби.

4.8 Аналіз вигину

Вигин - це математична нестабільність, яка може призвести до відмови конструкції. Теоретично, вигин виникає через біфуркацію у розв'язанні рівнянь статичної рівноваги. В момент, коли навантаження зростає, система може перебувати в одному з двох станів рівноваги: стані мінімальної деформації або стані бічного вигину.

На практиці вигин проявляється раптовою відмовою елемента під дією високих стискальних напружень, коли фактичне стискальне напруження на момент відмови нижче за максимальне стискальне напруження, на яке здатний матеріал. Наприклад, під час землетрусів армовані бетонні елементи можуть відчувати бічні деформації арматурних стрижнів. Така відмова описується як відмова через еластичну нестабільність. Математичний аналіз вигину включає осьове навантаження з ексцентриситетом, що створює момент сили, який не є частиною основних сил, що діють на елемент. При постійному застосуванні навантаження на такі елементи, як колони, навантаження зрештою може стати настільки великим, що елемент стає нестабільним. Додаткове навантаження призведе до значних і непередбачуваних деформацій, і можливо, до повної втрати несучої спроможності. Говорять, що елемент "вигнувся", деформувався.

Аналіз вигину до оптимізації (товщина 15 мм).

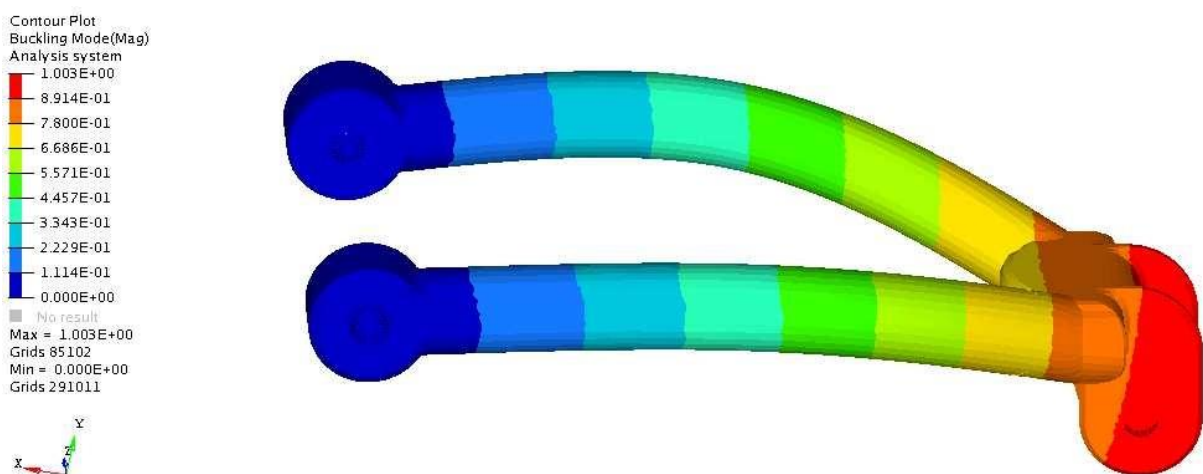


Рис. 4.30. Режим 1.

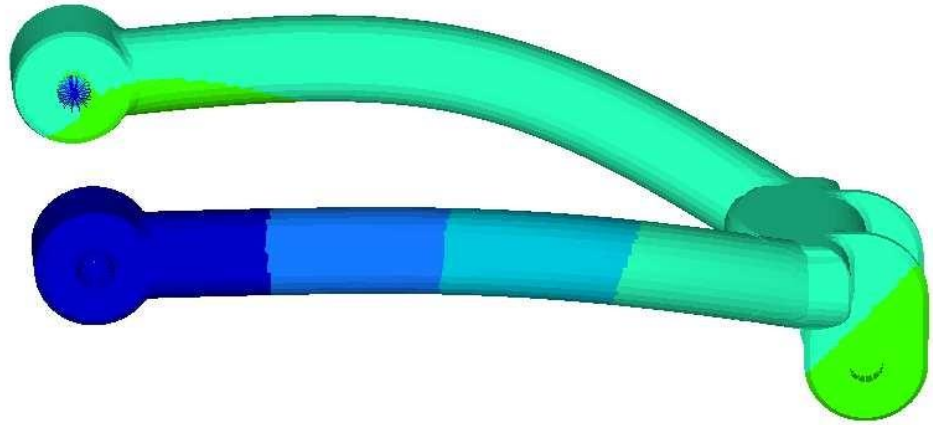
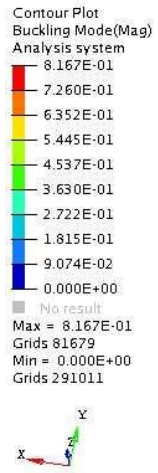


Рис. 4.31. Режим 2.

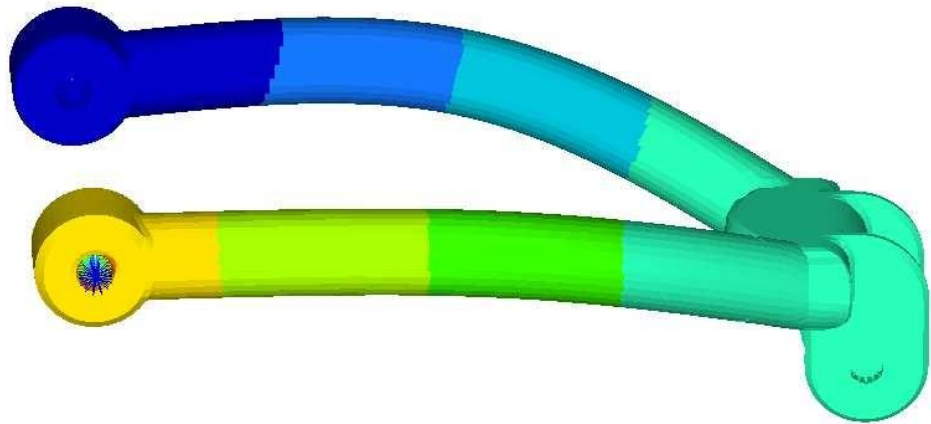
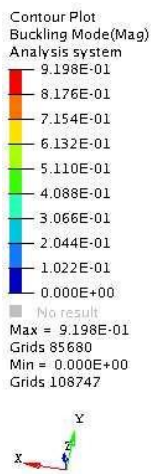


Рис. 4.32. Режим 3.

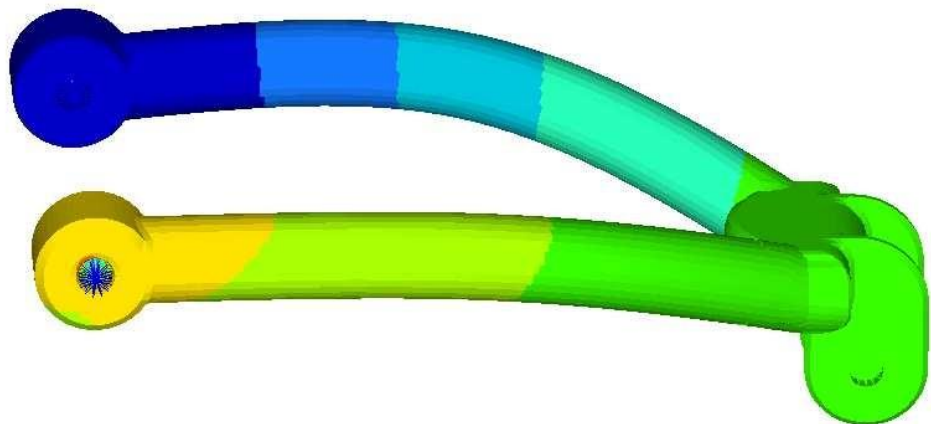
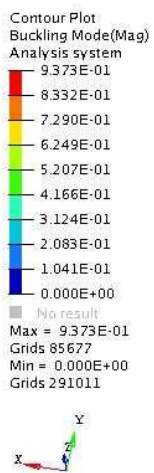


Рис. 4.33. Режим 4.

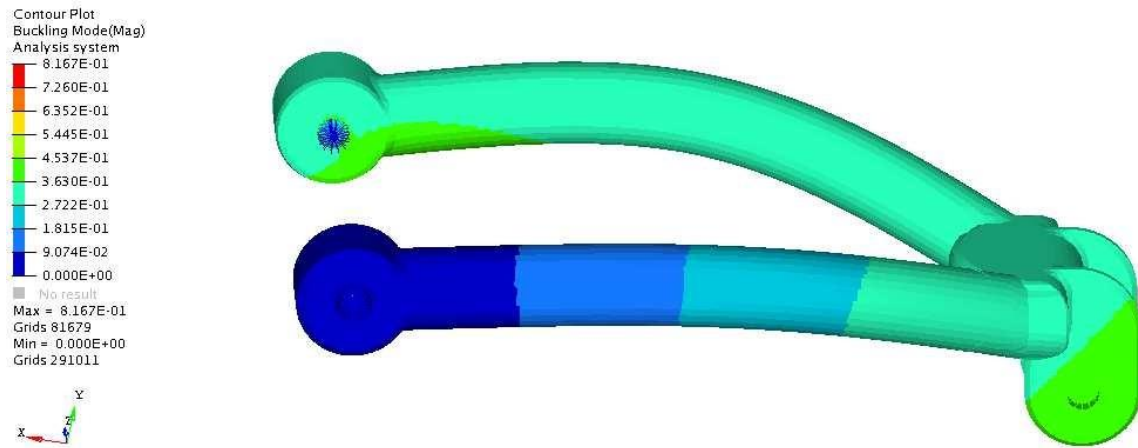


Рис. 4.34. Режим 5.

Аналіз стійкості після оптимізації (товщина 10 мм). Після проведення оптимізації геометрії та зменшення товщини матеріалу до 10 міліметрів було здійснено новий аналіз стійкості конструкції. Оптимізація спрямована на покращення механічних властивостей і зниження ризику виникнення вигину під час експлуатації. Завдяки змінам у товщині матеріалу, вдалося досягти кращого балансу між вагою компонента та його міцністю, що підвищує ефективність конструкції загалом.

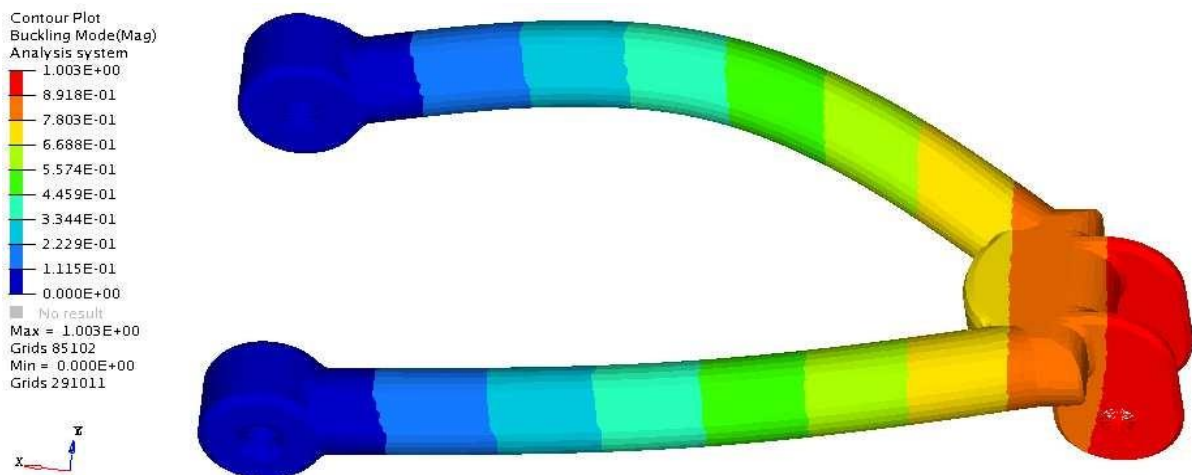


Рис. 4.35. Режим 1.

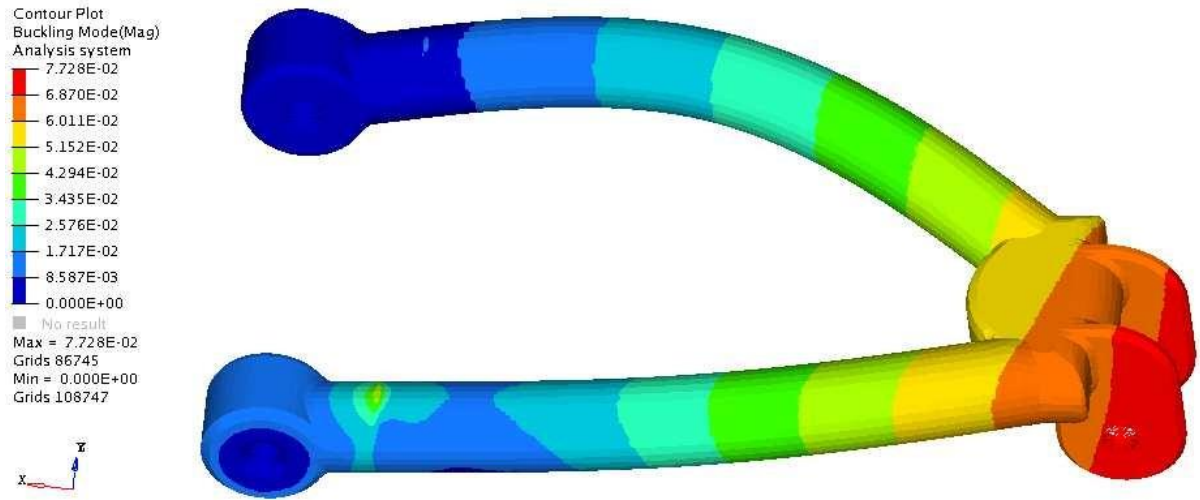


Рис. 4.36. Режим 2.

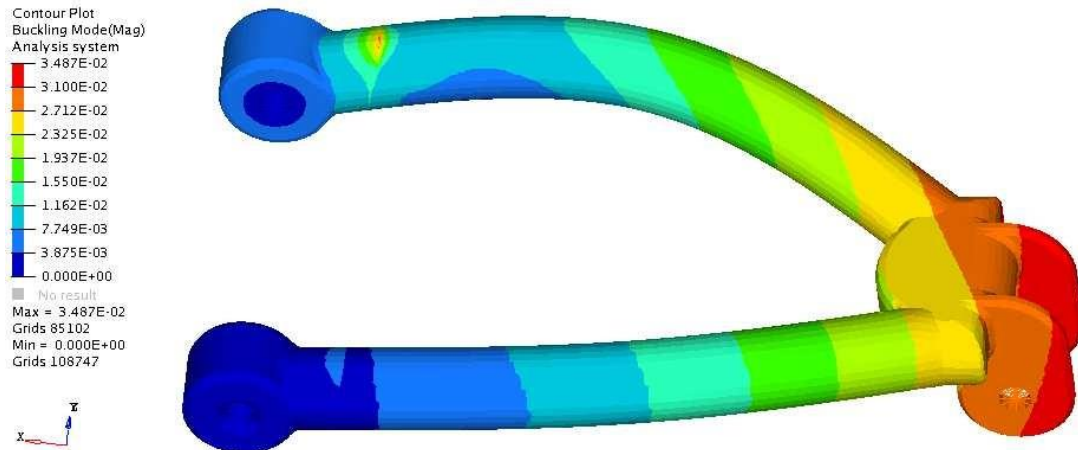


Рис. 4.37. Режим 3.

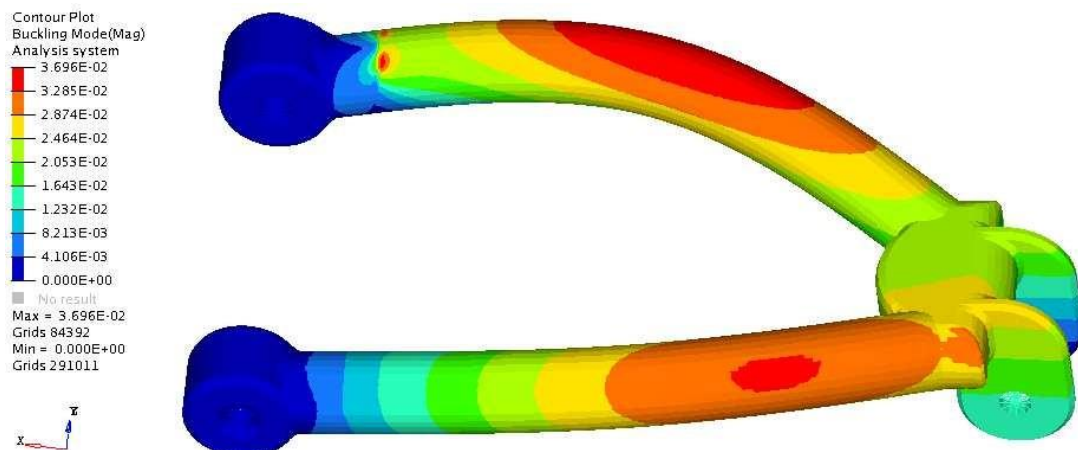


Рис. 4.38. Режим 4.

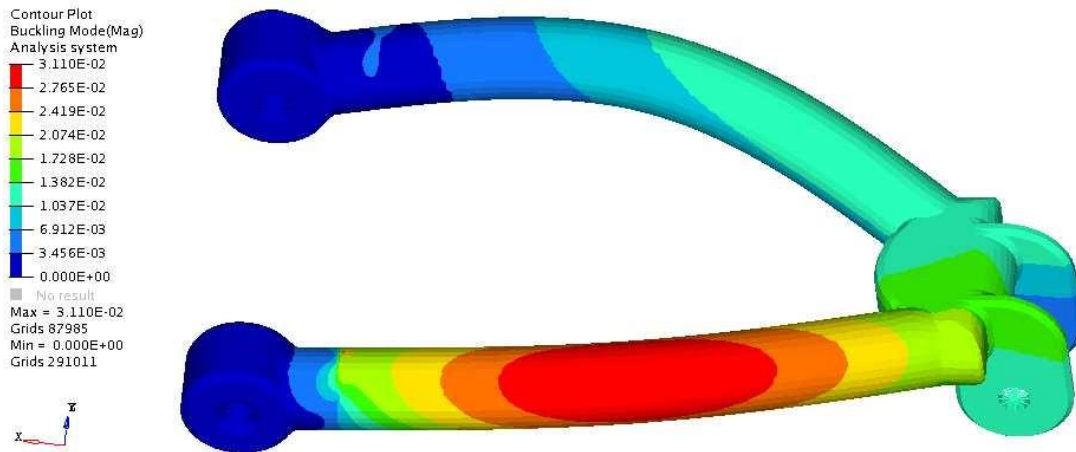


Рис. 4.39. Режим 5.

4.9 Модальний аналіз

Модальний аналіз є важливим методом дослідження динамічних характеристик конструкцій, які піддаються впливу вібрацій. Цей метод дозволяє оцінити поведінку конструкцій або рідин у відповідь на зовнішні збудження. Прикладами можуть бути дослідження вібрації кузова автомобіля, під'єднаного до електромагнітного вібратора, або аналіз шумових характеристик кімнати, коли вона збуджується звуковою хвилею від гучномовця. Сучасні системи для модального аналізу включають перетворювачі (акселетри або датчики навантаження), безконтактні методи, такі як лазерні мікрометри, аналого-цифрові перетворювачі для оцифровування сигналів, а також комп'ютери для обробки та аналізу даних.

У класичному підході використовувався метод SIMO (один вхід, багато виходів), де збудження створюється в одній точці, а відповідь вимірюється в кількох точках. У минулому застосовували метод із використанням молотка та акселерометра, що давало аналіз MISO (багато входів, один вихід), який математично еквівалентний SIMO завдяки принципу взаємності. У сучасних умовах популярності набув метод MIMO (багато входів, багато виходів), який дозволяє аналізувати часткову когерентність і визначати джерела збудження для кожної частини відповіді.

Збуджувальні сигнали можуть бути різних типів, таких як імпульсні, широкосмугові, гармонічні, чіп-сигнали тощо. Кожен з цих методів має свої

переваги й недоліки. Аналіз сигналів зазвичай здійснюється методом Фур'є.

Отримана функція передачі дозволяє визначити резонанси, для яких можна оцінити масу, частоту та демпфірування.

Фізичні об'єкти також можуть піддаватися випробуванням для визначення їхніх природних частот та форм коливань. Такий підхід називається експериментальним модальним аналізом. Дані таких випробувань можуть бути використані для налаштування моделі скінченних елементів та перевірки припущень щодо властивостей матеріалів і граничних умов.

Модальний аналіз до оптимізації (товщина 15 мм). Перед виконанням аналізу необхідно вибрати силу EIGRL для модального дослідження. Щоб повністю врахувати вплив напружень на важелі, мінімально обирають три корені. У цьому випадку для аналізу вибрано п'ять коренів, враховуючи змінну товщину в межах дизайнерського простору.

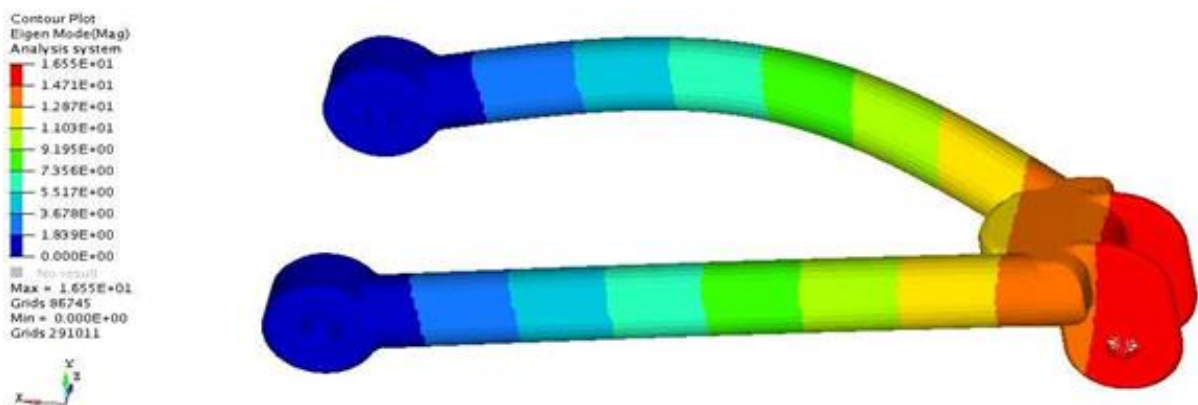


Рис. 4.40. Режим 1.

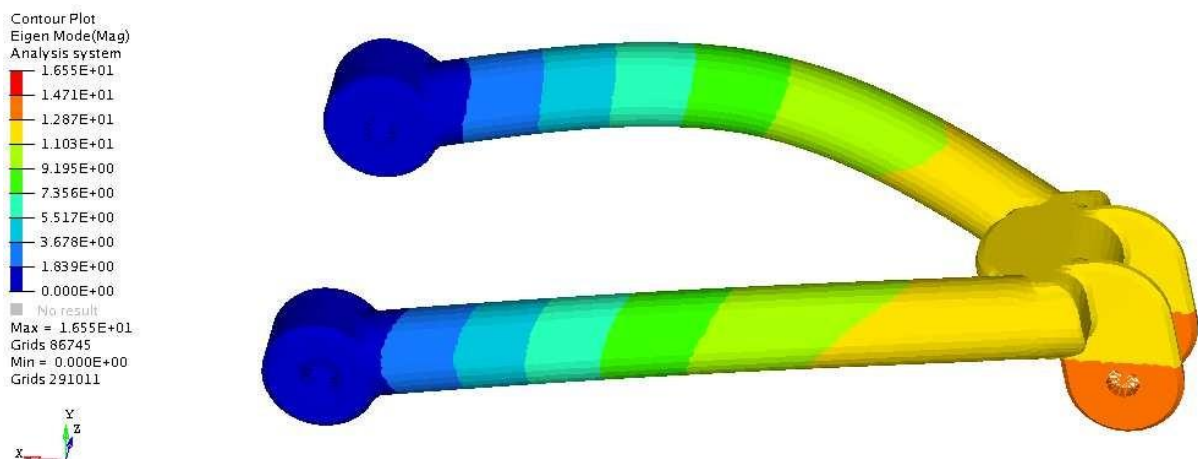


Рис. 4.41. Режим 2.

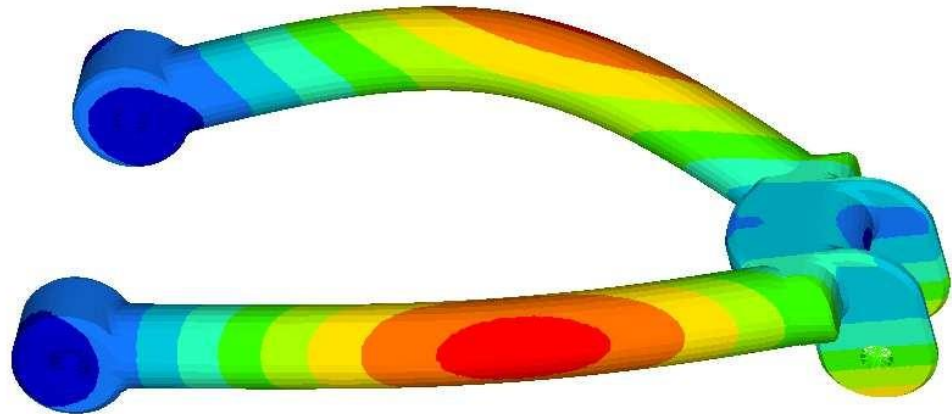
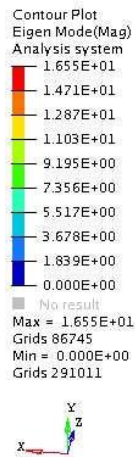


Рис. 4.42. Режим 3.

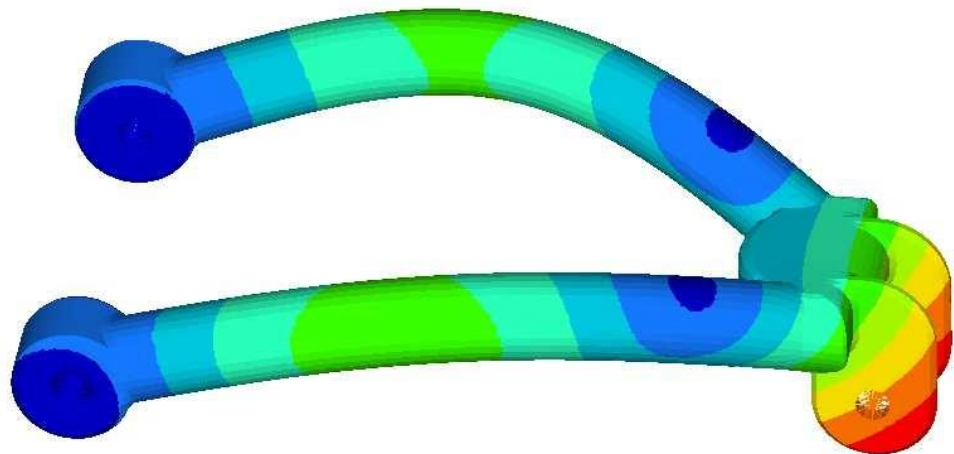
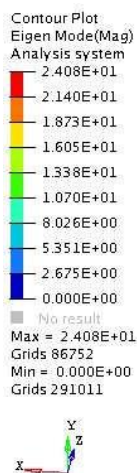


Рис. 4.43. Режим 4.

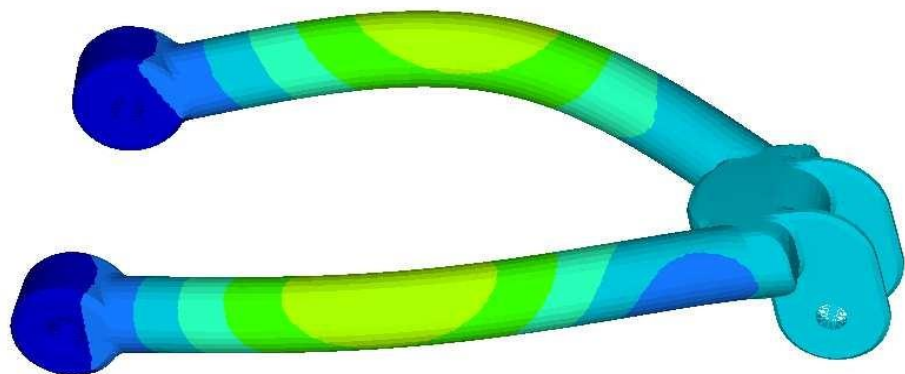
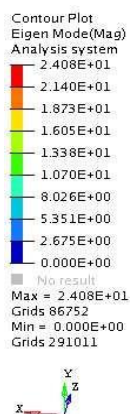


Рис. 4.44. Режим 5.

Модальний аналіз після проведення оптимізації (товщина 10 мм). Після зменшення товщини матеріалу до 10 мм було виконано модальний аналіз для оцінки змін у динамічних характеристиках конструкції. Оптимізація мала на меті покращення ефективності конструкції, зменшення ваги та забезпечення

належної стійкості до вібрацій. Отримані результати аналізу дозволяють визначити, як зміни вплинули на природні частоти та форми коливань, а також на здатність конструкції витримувати вібраційні навантаження при заданих умовах експлуатації.

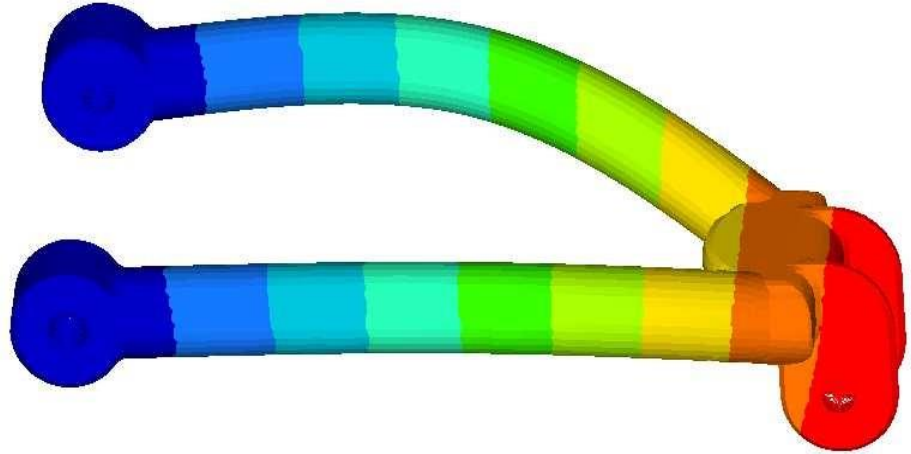
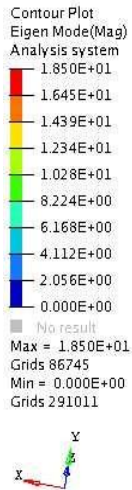


Рис. 4.45. Режим 1.

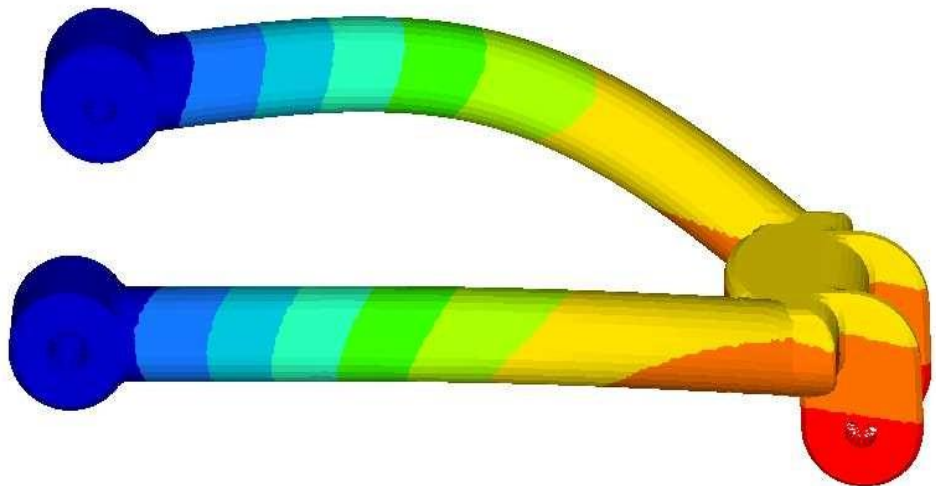
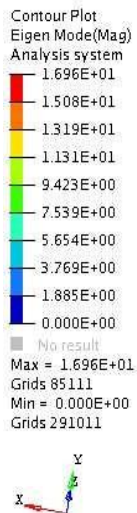


Рис. 4.46. Режим 2.

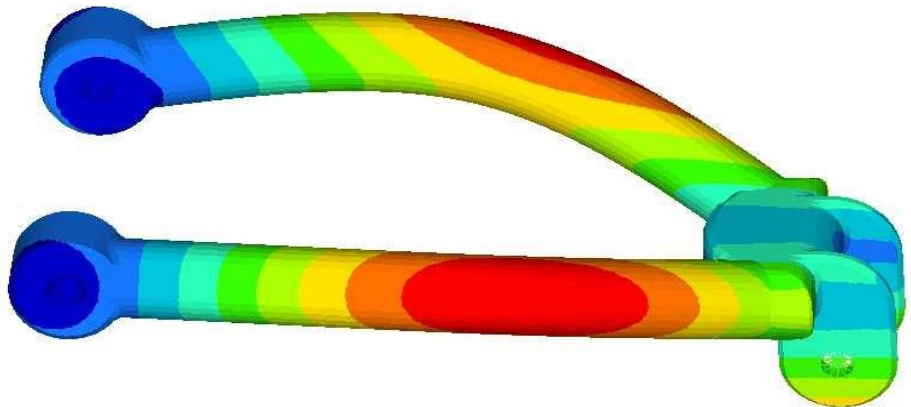
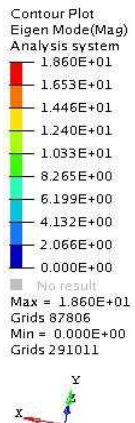


Рис. 4.47. Режим 3.

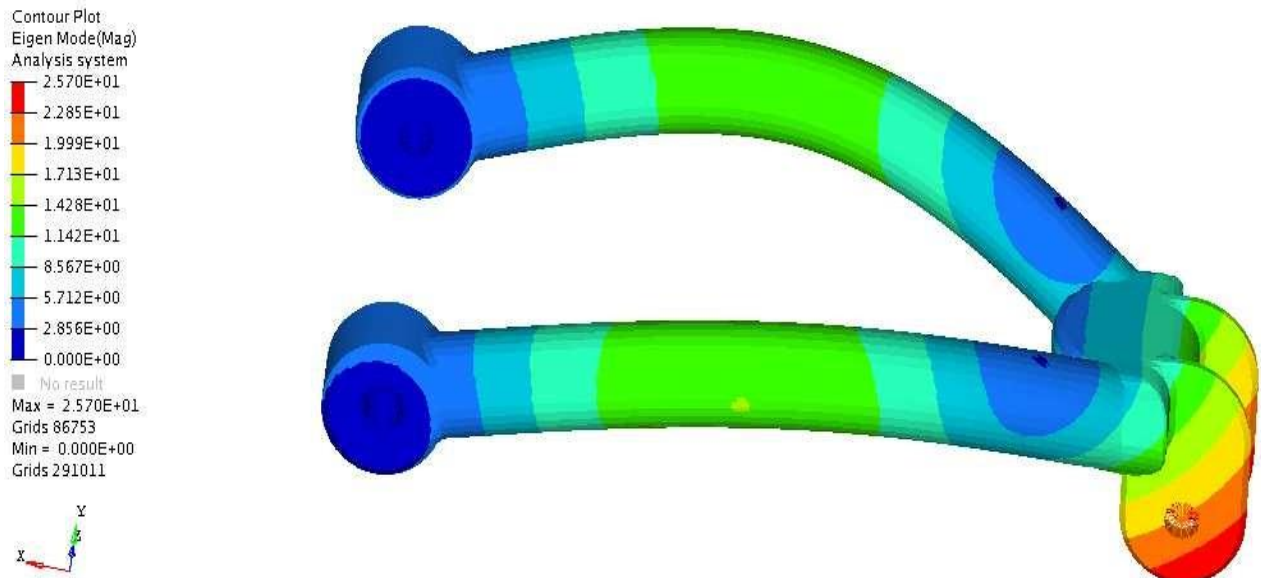


Рис. 4.48. Режим 4.

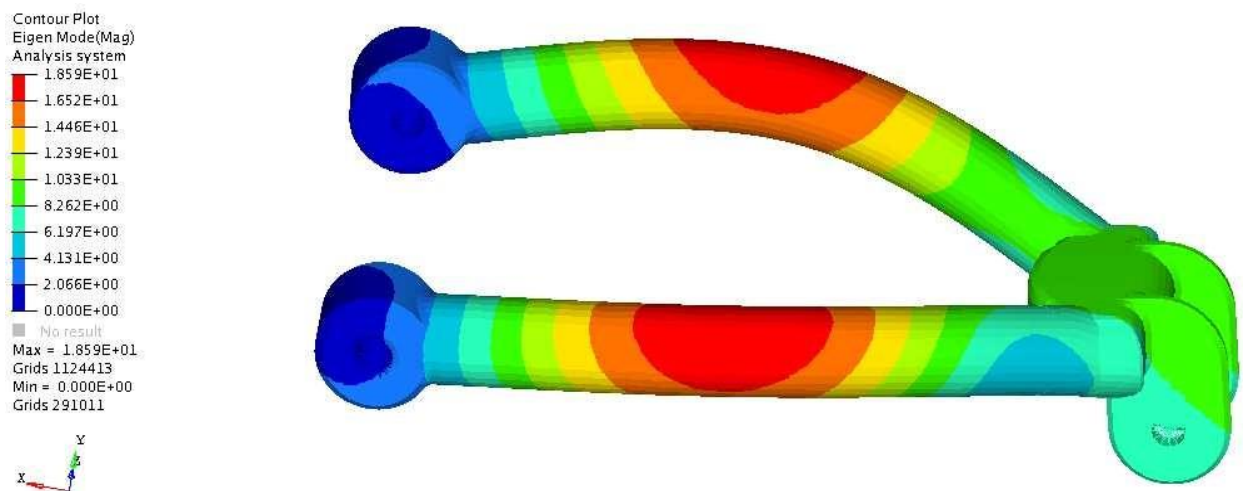


Рис. 4.49. Режим 5.

4.10 Аналіз даних

Після завершення лінійного статичного розрахунку виконано порівняння отриманих даних для оцінки впливу внесених змін. Аналіз дозволяє оцінити ефективність оптимізаційних рішень, зіставляючи результати для різних сценаріїв і геометричних параметрів. Основну увагу зосереджено на таких аспектах, як рівень напружень, переміщень та загальна стійкість конструкції до зовнішніх навантажень.

Таблиця 4.1. Порівняльний аналіз результатів - Лінійний статичний розрахунок.

Товщина, мм	15	14	13	12	11	10
Переміщення, мм	3.44	3.47	3.5	3.54	3.58	3.64
Напруження за Вон-Мізесом	42	44	47	50	54	59
P1 Major (Розтягнення)	42	45	48	50	54	59
P2 Minor (Стиснення)	6.3	6.5	7.3	8.4	9.6	11

При цих результатах розглядається аналіз стійкості конструкції до вигину, що виникає під дією зовнішніх стискальних сил. Основна мета полягає у визначенні критичних навантажень, при яких конструкція може втратити стійкість, а також у виявленні областей, які потребують оптимізації. Проведені розрахунки дозволяють оцінити здатність матеріалу та геометрії конструкції забезпечувати необхідну стійкість і мінімізувати ризик раптового руйнування.

Таблиця 4.2. Оцінка стійкості до вигину.

Режим 1, Гц	15	14	13	12	11	10
Режим 2, Гц	-177	-177	-175	-173	-172	-161
Режим 3, Гц	-347	-341	-347	-347	-347	231
Режим 4, Гц	354	354	354	353	352	234
Режим 5, Гц	-355	355	-355	-354	-353	271
	363	364	364	364	365	276

Виконано аналіз модальних властивостей конструкції, що дозволяє визначити її динамічну поведінку під впливом зовнішніх збуджень. Основна увага приділяється визначенню природних частот, форм коливань і характеристик демпфірування. Результати цього аналізу є важливими для оцінки стійкості до резонансних явищ та оптимізації конструкції з урахуванням динамічних впливів, які можуть виникати під час експлуатації.

Таблиця 4.3. Дослідження модальних характеристик

Режим 1, Гц	15	14	13	12	11	10
Режим 2, Гц	80	81	28	85	85	87
Режим 3, Гц	384	386	96	368	388	389
Режим 4, Гц	563	568	135	542	584	590
Режим 5, Гц	1023	1011	288	968	973	959
	1338	1352	376	1289	1400	1419

Розглядається взаємозв'язок між змінами товщини верхнього крмового важеля та відповідними змінами його об'єму. Проведений аналіз дозволяє визначити, як оптимізація геометричних параметрів впливає на загальну масу компонента. Зменшення товщини в певних областях сприяє зниженню об'єму матеріалу, водночас зберігаючи необхідну міцність і функціональність конструкції. Такий підхід є важливим для досягнення балансу між зменшенням ваги та забезпеченням механічної стійкості.

Таблиця 4.4. Залежність між товщиною та об'ємом верхнього крмового важеля

Товщина, мм	Об'єм, мм ³	Загальна маса
15	924668.4	7.305e-3
14	863023.84	6.818e-3
13	801379.28	6.331e-3
12	739734.72	5.844e-3
11	678090.16	5.357e-3
10	616445.6	4.87e-3

4.11 Оцінка коефіцієнта запасу міцності

Коефіцієнт запасу міцності, згідно з теорією відмов, розраховується як відношення граничної міцності матеріалу до максимального напруження за Вон-Мізесом:

Коефіцієнт запасу міцності = Гранична міцність матеріалу (МПа) / Максимальне напруження за Вон-Мізесом.

Коефіцієнт запасу міцності = $841 \text{ МПа} / 231.552 \text{ МПа}$.

Згідно з вимогами Комітету з автомобільних стандартів (AISC), для автомобільних деталей коефіцієнт запасу міцності повинен становити 3.5. Для розробленого верхнього кермового важеля системи підвіски коефіцієнт дорівнює 3.49, що практично відповідає нормативному значенню. Усі показники напружень, деформацій та коефіцієнта запасу міцності перебувають у межах допустимих норм. Це свідчить про те, що запропонована конструкція є технічно обґрунтованою та оптимальною.

Вага нового верхнього кермового важеля становить 4.83 кг. При цьому досягнуто зменшення ваги на 39.5%, що можна округлити до 40%. Такий результат підтверджує успішність оптимізації конструкції.

Переваги удосконаленої моделі:

Оптимізована конструкція дозволила зменшити переміщення, водночас підвищивши рівень напружень у критичних областях.

Завдяки поєднанню низьких переміщень та високих напружень, компонент демонструє значно триваліший термін служби.

Подовження терміну експлуатації підвищує ефективність використання компонента, зменшуючи потребу у частій заміні.

Поліпшення характеристик моделі може сприяти збільшенню обсягів виробництва.

Завдяки оптимізації витрати на виробництво істотно знижуються.

Досягнута економія на виробничих витратах дозволяє значно підвищити рентабельність проекту.

Запропонований метод оптимізації дозволив не лише виявити ключові проблеми, але й знайти ефективні рішення, що суттєво покращили характеристики моделі. Розроблена оптимізована конструкція стала важливим кроком у розвитку виробничих процесів в автомобільній галузі. Завдяки оптимізації вдалося досягти значних переваг: підвищення довговічності конструкції, зниження виробничих витрат, зменшення кількості використаного матеріалу та скорочення трудовитрат на етапі виготовлення.

Початкова вага верхнього кермового важеля становила 7.25 кг. Після оптимізації вагу було знижено до 4.83 кг, що відповідає зменшенню на 39.5%.

Коефіцієнт запасу міцності для оптимізованої конструкції дорівнює 3.49, що є близьким до цільового значення. Це підтверджує, що розроблена конструкція є оптимальною з точки зору механічної безпеки.

Напруження за Вон-Мізесом в оптимізованій моделі становить 231.552 Н/мм², що не перевищує допустимого значення текучості матеріалу (250 Н/мм²). Це свідчить про те, що конструкція відповідає нормативним вимогам і може бути успішно застосована.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Техніка безпеки при виконанні ремонтних робіт

Основною і обов'язковою умовою для запобігання нещасним випадкам на виробництві є глибоке і повне розуміння правил техніки безпеки, будови автомобіля, а також знання специфіки роботи з різним обладнанням. Це особливо важливо у випадках, коли персонал працює з пересувними агрегатами, де кожен рух та дія можуть мати велике значення для особистої безпеки та безпеки оточення. Працівники, залучені до технічного обслуговування, повинні не тільки ретельно знати будову використовуваних пристроїв, але й мати у своєму арсеналі відповідний спецодяг, спеціальне взуття, і необхідні захисні пристрої, включно з шоломами, рукавицями, захисними окулярами та іншими засобами індивідуального захисту, що відповідають діючим нормам. Важливим є також проведення регулярних тренінгів з питань безпеки, де працівники мають можливість відновити та поглибити свої знання із зазначених питань.

При залученні персоналу до роботи на пересувних агрегатах технічного обслуговування важливо дотримуватися строгих критеріїв кваліфікації та безпеки. Так, допускаються до роботи лише ті працівники, які мають кваліфікацію майстра-наладчика, наявність свідоцтва на право керування автомобілем, а також які пройшли відповідне інструктажі з техніки безпеки та протипожежних заходів. Ці заходи забезпечують не лише правильну експлуатацію обладнання, але й знижують ризик виникнення нещасних випадків під час роботи.

Для проведення технічного обслуговування і ремонту важливо обрати місце, яке було б не лише безпечним, але й зручним для виконання робіт. Обране місце повинно забезпечувати легкий доступ до необхідних інструментів та матеріалів, а також дозволяти безпечно маневрувати пересувними агрегатами без ризику для здоров'я працівників.

Коли пересувний агрегат встановлюється для виконання робіт, важливо забезпечити його стабілізацію, зокрема, шляхом використання гальмівних

механізмів. Стабілізація агрегату є критично необхідною для запобігання його неконтрольованому переміщенню, що може призвести до аварійних ситуацій. Загальмування агрегату гарантує безпеку не тільки працівників, які використовують агрегат, але й усього робочого простору. Таке планування та дотримання процедур стабілізації є ключовими елементами ефективної та безпечної роботи на пересувних агрегатах.

Додатково, якщо в агрегаті присутня система підігрівання нафтопродуктів і води, потрібно строго дотримуватися встановлених правил безпеки під час її експлуатації. Зокрема, необхідно уникати використання відпрацьованих масел з домішкою бензину як палива для підігрівання, оскільки це може призвести до небезпечних хімічних реакцій або пожеж. Також важливо не стояти навпроти отвору у кришці підігрівника, оскільки можливе викидання гарячих парів або рідини. Важливо забезпечити належне продування системи перед кожною спробою запалювання, щоб уникнути накопичення газів, а також не допускати кипіння води до стану, що створює надмірний тиск у системі.

Дотримання правил та заходів безпеки є вирішальним для забезпечення надійності роботи обладнання та захисту здоров'я працівників. Це особливо важливо при роботі з нафтопродуктами, які можуть представляти серйозні ризики для здоров'я та безпеки. Необхідно суворо дотримуватися технічних інструкцій і уникати методів, що можуть призвести до отруєнь або травм. Наприклад, заборонено використовувати рот для засмоктування палива через шланг, оскільки це може спричинити потрапляння палива в шлунок і викликати гостре отруєння. Також, слід уникати тривалого контакту бензину, дизельного палива та масел зі шкірою, що може викликати дерматит або інші шкірні захворювання.

Працюючи з маслами та іншими хімічними речовинами, необхідно використовувати спецодяг для захисту. Це може включати в себе рукавиці, захисні окуляри, комбінезони або інші засоби індивідуального захисту. Після завершення роботи важливо добре вимити руки з милом і теплою водою для усунення залишків хімічних речовин.

При проведенні технічного обслуговування на стаціонарному посту, важливо заглушити двигун, перевести важіль переключення передач у

нейтральне положення та затягнути стоянкове гальмо. Забороняється використання відкритого вогню, особливо при перевірці рівня масла і під час заправки паливом, оскільки це може призвести до пожежі.

Додатково, під час зливання гарячої води з радіатора та масла з картерів двигуна та інших частин автомобіля, необхідно вживати заходів, щоб уникнути опіків. Використання відповідного захисного спорядження і дотримання техніки безпеки допоможе запобігти нещасним випадкам і забезпечити безпеку працівників під час виконання цих ризикованих операцій. Відкриваючи кришку водяного радіатора, попередньо треба дочекатися деякого охолодження рідини, а знімаючи кришку, обличчя треба відвернути від заливної горловини. При обслуговуванні акумуляторних батарей слід пам'ятати, що лити воду в кислоту категорично забороняється. Не можна користуватися також відкритим вогнем при перевірці рівня електроліту в акумуляторних батареях. Треба уникати дотику навантажувальною вилкою при перевірці забрудненості акумуляторної батареї, опору, що нагрівається, скільки це може призвести до опіку.

При натягуванні паса вентилятора працюючий двигун треба зупинити. Не можна застосовувати відкритий вогонь для підігрівання двигуна, паливного бака і паливопроводів. Запускаючи пусковий двигун шнуром, не можна намотувати шнур на руку і стояти проти маховика пускача.

При виконанні діагностичних операцій треба переконатися, що важіль коробки передач і рукоятки розподільника гідросистеми перебувають у нейтральному положенні.

Під час контрольної діагностики і регулювання за допомогою пересувних або стаціонарних діагностичних установок, треба дотримувати таких заходів безпеки: забезпечувати електробезпеку під час роботи з електричними і електронними приладами, що живляться від електромережі; при ручному прокручуванні знімати із свічки пускового двигуна провід високої напруги; знімати і установлювати форсунки слід при непрацюючому двигуні; перевіряти форсунки на тиск впорскування після надійного їх закріплення на приладі і не допускати при цьому розпилення палива в атмосферу, потрапляння його на відкриті частини тіла; не перебувати і не провадити будь-яких робіт всередині або поблизу пересувної діагностичної установки при працюючому її двигуні;

треба забезпечити повну узгодженість дій між трактористом-машиністом і майстром-діагностом при виконанні ними перевірно-діагностичних операцій; силовий рукав приладу при перевірці усіх видів насосів гідросистеми опускають у заливну горловину бака гідросистеми нижче від рівня масла, щоб уникнути його спінювання і розбризкування; установлюючи суворо по осі вала приставний тахометр для вимірювання швидкості обертання вала, треба уникати дотику до незахищених обертових деталей.

Випробувати машину після технічного обслуговування треба після її уважного огляду і перевірки положення важелів і педалей.

Під час виконання ремонтних робіт розбирати і складати дрібні деталі треба на верстаках, а великогабаритні на спеціальних стендах. Працюючи з ручним інструментом, треба стежити за мірою його спрацювання і не користуватися спрацьованим інструментом. Верстак повинен бути обладнаний захисними екранами висотою 500-600 мм (від попадання стружки, що відлітає, та інших предметів) і розміщений так, щоб вдень світло падало на нього з лівого боку. Працюючи із зубилом, треба стежити, щоб його головка була випуклою і з гладкими краями. Щоб уникнути зісковзування ключа, треба використовувати тільки ті гайкові ключі, розміри яких відповідають розмірам гайок і головок болтів. Не слід користуватися пальцями рук при перевірці збігу отворів, а застосовувати для цього спеціальні оправки чи ломики.

При очищенні напилків від ошурків треба користуватися спеціальною щіткою. Деталі, що обробляються на сверлильних верстатах, треба надійно установлювати і закріплювати у лещатах, кондукторах та інших пристроях, укріплених на столі або плиті свердлильного верстата. Робітники, які працюють на верстаті, повинні одягати головний убір, який щільно прикриває волосся. Жінкам треба прибирати кінці косинок. Щоб свердло не захопило волосся, не слід нахиляти голову до верстата.

Якщо свердло, розвертка або шабер мають неправильне загострення, користуватися ними не дозволяється. Знімати стружку із свердла треба спеціальними пристроями після зупинки верстата. Не можна працювати за свердлильним верстатом у рукавицях.

Ручні електричні машини, які використовуються в різних технічних і будівельних процесах, мають бути заземлені без винятків для забезпечення безпеки працівників. Заземлення допомагає запобігти небезпечним електричним розрядам у разі несправності обладнання. Важливо також, що робота з такими машинами повинна здійснюватися виключно в діелектричних рукавичках та калошах або стоячи на діелектричному гумовому килимку, який ізолює працівника від потенційних електричних зарядів підлоги.

Крім того, при використанні ручних електричних машин необхідно уникати будь-якого натягу на струмоведучі проводи, утворення петель чи їх перекручування, що може призвести до пошкоджень ізоляції та, як наслідок, короткого замикання або інших несправностей. Також, уникайте технічних пошкоджень ізоляції, які можуть стати причиною витоку струму.

Працювати з електричними машинами на відкритому майданчику під час сирі або дощової погоди вкрай небезпечно, оскільки волога значно збільшує ризик електричного удару. Вологі умови можуть призвести до підвищення провідності та неконтрольованих електричних розрядів, тому слід використовувати електричні інструменти в сухих умовах або в облаштованих захищених просторах.

Дотримання вказаних заходів безпеки є критично важливим для гарантування безпечних умов праці при використанні ручних електричних машин, а також для забезпечення здоров'я та безпеки працівників на виробництві. Це особливо важливо, оскільки праця з таким обладнанням вимагає строгого дотримання правил, що виключає ризик травмування чи виникнення аварійних ситуацій.

З метою підтримки протипожежного стану на робочих місцях, де проводяться ремонт та технічне обслуговування, важливо уникати наявності легкозаймистих матеріалів і займистих рідин. Справність систем вихлопу, таких як глушники та вихлопні труби, є обов'язковою, оскільки їх несправність може призвести до підвищення ризику виникнення пожежі.

Зварювальні роботи мають проводитись у безпечних умовах, далеко від оглядових ям та місць, де зберігається паливо або масла, щоб уникнути виникнення вогню. Також необхідно уникати миття деталей бензином та

зберігання відпрацьованих масел та мастил у невідповідних місцях, які можуть стати джерелом займання.

Спеціально обладнані місця для куріння, чистота і порядок на проходах і проїздах, належне зберігання обтиральних матеріалів у металевих ящиках з кришками або в інших безпечних місцях є невід'ємною частиною протипожежної безпеки. Приміщення, де ведуться роботи з акумуляторами, вулканізацією гуми або регулюванням паливної апаратури, повинні мати добре вентильовання та справну електропроводку, а освітлювальні прилади - спеціальні захисні ковпаки для запобігання виникненню іскор, які можуть спричинити пожежу.

Ці заходи є частиною комплексного підходу до безпеки на виробництві і важливі для запобігання надзвичайних ситуацій та забезпечення безпечного робочого середовища для усіх працівників.

5.2 Закономірності утворення шкідливих речовин у двигунах внутрішнього згорання

В автомобільних двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) у світі щорічно спалюється приблизно 2 млрд. тон нафтового палива. При цьому ККД складає у середньому близько 23%.

Основна причина забруднення повітря полягає в неповному і нерівномірному згорянні палива. Всього 15% його витрачається на рух автомобіля, а 85% "летить на вітер".

У відпрацьованих газах двигуна внутрішнього згорання міститься понад 170 шкідливих компонентів, з них близько 160 - похідні вуглеводню - прямо завдячують своєю появою неповному згорянню палива в двигуні. Наявність у відпрацьованих газах шкідливих речовин обумовлена в кінцевому результаті видом і умовами згорання палива.

Відпрацьовані гази, продукти зносу механічних частин і покриттів автомобілів, а також дорожнього покриття складають близько половини атмосферних викидів антропогенного походження. Найбільш дослідженими є викиди двигуна і картера автомобілів. До складу цих викидів, крім азоту,

входять такі шкідливі компоненти, як оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту і сірки, тверді частинки.

Склад відпрацьованих газів залежить від роду застосованих палив, присадок і масел, режимів роботи двигуна, його технічного стану, умов руху автомобіля та ін. Токсичність відпрацьованих газів бензинових двигунів обумовлюється головним чином вмістом окиду вуглецю та оксиду азоту, а дизельних двигунів - оксидом азоту та сажі (табл. 5.1)

Таблиця 5.1. Склад відпрацьованих газів

Компоненти	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни
Азот, ч/о	74-77	76-78
Кисень, %	0,2-8,0	2-18
Пари води, %	3,0-13,5	0,5-10,0
Вуглекислий газ, %	5-12	1-10
Диоксид вуглецю, %	5,0-14,0	1,0-12,0
Оксид вуглецю, %	0,1-10	0,01-0,3
Оксиди азоту, %	0,1-0,5	0,001-0,4
Альдегіди(в перерахунку)	0,2	0,009
Вуглеводні, %	0,2-3,0	0,01-0,5
Сірчаний газ, %	0-0,002	0.03
Оксид сірки, %	0.003	0.0-0,015
Сполуки свинцю, мг/м ³	0-60	-
Сажа, г/м ³	0,4	0.01-1,1
Бенз(а)пірен, мг/10000 м ³	до 0,00002	до 0,00001

В автомобільних двигунах реакція горіння перетворює енергію палива в теплоту, а потім в механічну роботу. В результаті реакції горіння утворюються токсичні компоненти. Вони викидаються двигунами в складі відпрацьованих газів. Відпрацьовані гази доповнюються побічними продуктами горіння, які є в паливах нафтового походження або в присадках до енергоносіїв і масел.

Частина газів через нещільність поршневих кілець потрапляє з циліндрів у картер, де, стикаючись з парами мастила, утворює картерні гази. Атмосферне

повітря забруднюється також безпосередньо паливним випаровуванням з паливних баків, паливо проводів, карбюраторів.

Як бачимо з таблиці, основними компонентами відпрацьованих газів є азот, кисень, пари води, двоокис та оксид вуглецю. До токсичних компонентів відносяться оксид вуглецю, оксиди азоту, вуглеводні, альдегіди, оксид сірки, сажа і бенз(а)пірен.

При згорянні 1 кг бензину при середніх швидкостях і вантажах виділяється приблизно 300-310 г токсичних компонентів (225 г оксидів вуглецю, 55 г оксидів азоту, 20 г вуглеводнів, 1,5-2,02 г оксиду сірки, 0,8-1 г альдегідів, 1-1,5 г сажі та ін.).

При згорянні 1 кг дизельного палива виділяється близько 80-100 г токсичних компонентів (20-30 г оксиду вуглецю, 20-40 г вуглеводів, 10-30 г оксидів сірки, 0,8-1,0 г альдегідів, 3-5 г сажі та ін.)

Дизелі частіше встановлюють на автомобілях підвищеної вантажопідйомності, хоча на даний час існує тенденція застосовувати дизелі на автомобілях середньої і навіть малої вантажопідйомності.

В порівнянні з карбюраторними двигунами дизелі мають такі переваги:

більш висока паливна економічність (на 30-40%);

висока надійність;

менша токсичність.

До недоліків дизеля необхідно віднести:

велику масу і розміри при однаковій з карбюраторними двигунами потужності;

більш важкий пуск двигуна;

підвищений рівень шуму при роботі;

значні викиди з відпрацьованими газами сажі, яка може бути причиною утворення канцерогенних речовин.

Перехід автомобільного транспорту з рідкого на газове паливо економічно і технічно виправданий.

Газ краще за бензин змішується з повітрям, тому він повніше згоряє в двигунах, а отже, і шкідливих речовин у відпрацьованих газах менше.

Необхідні ресурси

Автомобільний транспорт потребує таких ресурсів, як бензин, дизельне паливо, газове паливо, різні масла та альтернативні палива.

Тепер автомобільний транспорт споживає 60% бензину і майже 35% дизельного палива.

Для вантажних автомобілів з бензиновими двигунами збільшення витрат потужності, що передається, на 1% призводить до витрат палива на 1,0-1,4% в діапазоні швидкості руху 36-55 км/ год, для дизелів - збільшення витрат палива на 1,1-1,3% в діапазоні швидкості руху 35-70 км/год.

На 1000 т-км вантажних перевезень автомобільний транспорт витрачає близько 149 кг умовного палива.

Для більшості вантажних автомобілів як з бензиновими двигунами, так і з дизельними мінімальна витрата палива відповідає швидкості руху автомобіля близько 30 км/год, при зростанні швидкості до 50 км/год має місце поступове збільшення витрат палива.

Бензин застосовується, головним чином, у вигляді палива для двигунів внутрішнього згоряння зі спалахуванням від іскри. Це паливо характеризується такими показниками: схильністю до утворення відкладень, корозійною агресивністю.

Важлива експлуатаційна властивість бензину - його детонаційна стійкість, тобто здатність нормально згоряти в двигуні за різних умов.

Детонаційна стійкість характеризується октановим числом. Воно закріплене у марках бензину: АІ-93, АІ-95, АІ-98. Як паливо застосовують також дизельне паливо. Воно має велику перевагу над бензином - велика економія палива. Характерними домішками є сполуки сірки, вміст яких досягає 0,5% маси палива.

Шляхи зменшення шкідливості викидів автомобільного транспорту

Зменшення шкідливого впливу випускних газів на навколишнє середовище може бути досягнуто різними методами. Перш за все - вдосконалення саме двигуна. При використанні високо сірчистих продуктів доцільна їх переробка заздалегідь з метою зменшення вмісту в них сірчистих сполук. Так, каталітичне гідроочищення дозволяє не тільки знизити вміст

шкідливих компонентів у паливах, але й отримувати елементарну сірку, більш чисту й дешеву, ніж природна.

Для підвищення повноти згоряння палив, зменшення нагареутворення, шкідливого впливу сірки та інших домішок застосовують присадки - речовини, введення яких в палива в невеликих кількостях (до 1%) дозволяє покращити умови згоряння палив.

Використовують наступні присадки: органічні, солі жирних кислот, що розчиняються у паливі, або мінеральні, водорозчинні, які при введенні у паливо утворюють з ними емульсії. Розроблені поліфункціональні комплексні присадки, що покращують ряд властивостей палив.

Зниження токсичності відпрацьованих газів може бути досягнуто їх нейтралізацією різними методами.

Дія каталітичних нейтралізаторів ґрунтується на безполум'яному окисленні продуктів неповного згоряння - CO та C_xH_y в CO_2 та H_2O , а також на розкладанні сполук NO_2 на початкові речовини N_2 та O_2 . Як каталізатори використовують оксидні каталізатори - суміш марганцю та оксиду міді, хрому, заліза (при $t < 150^\circ C$) або кераміку, покриту платиною або паладієм, V_2O_5 (при $t > 300^\circ C$).

При NO утворюється вже у меншій кількості.

У світі триває пошук нових недефіцитних каталізаторів.

В плазменних нейтралізаторах CO, альдегіди C_nH_m , суспензії палив окислюються до CO_2 та H_2O при згорянні в полум'ї, отриманому при спалюванні додаткового палива або при включенні електричного нагрівача. Однак при цьому у відпрацьованих газах залишаються оксиди азоту.

Принцип дії рідинних нейтралізаторів полягає в пропусканні відпрацьованих газів через прошарок рідини, частіше всього - воду. При цьому знешкоджуються лише розчинені шкідливі речовини: альдегіди, оксиди сірки, вищі оксиди азоту; затримуються сажа, рідкі аерозолі (масло, паливо), недовіком є наявність в газах NO_2 , CO, C_xH_y . Більш повне поглинання домішок може бути досягнене використанням розчинів NH_3 , NaOH, етаноламінів або твердих сорбентів.

Карбюратор - головний елемент паливної системи двигуна, призначений для розпилення, часткового випарювання та утворення суміші з палива і повітря; встановлення складу паливоповітряної суміші згідно до режиму роботи двигуна; відповідно до навантаження зміни кількості паливоповітряної суміші, яка надходить в циліндри двигуна.

Неповне випаровування палива в карбюраторі викликає утворення паливної плівки на стінках впускного трубопроводу. Це призводить до нерівномірного розподілу палива по циліндрах двигуна, зменшує його економічність та потужність, збільшує токсичність газів, що випускаються.

Для запобігання потраплянню паливної плівки в циліндри застосовується підігрів паливоповітряної суміші в трубопроводі, що впускає суміш, випускними газами або підігрітою в системі охолодження двигуна водою. Також вживають інших заходів для того, щоб уникнути утворення паливної плівки.

Нейтралізація випускних газів. Зниження рівня викидів токсичних речовин випускними газами двигунів можна досягти впливом на робочий процес з метою зменшення утворення цих речовин в процесі згоряння, обладнанням двигуна системами нейтралізації випускних газів та застосуванням палив, у продуктах згоряння яких міститься менше токсичних речовин в припустимих межах без шкоди для потужності та економічності двигуна при мінімальному подорожчанні силової установки з двигуном.

Способи впливу на робочий процес для зниження токсичності двигуна, що застосовуються у наш час, призводять, як правило, до зменшення його потужності та збільшення витрат палива і, крім того, в двигунах з примусовим займанням не забезпечують поки що припустимого рівня токсичності. Тому установки з двигунами обладнуються системами нейтралізації, в яких передбачається зниження концентрації токсичних речовин впливом на робочий процес та застосуванням приладів для нейтралізації і очищення газів у випускному трубопроводі - нейтралізаторів та очищувачів.

У термічних та каталітичних нейтралізаторах проходять хімічні реакції, в результаті чого зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. Механічні та водяні очищувачі застосовуються для очищення

випускних газів від механічних частинок (сажі) та краплинок масла. Останні використовуються рідко.

Термічний нейтралізатор є камерою згоряння, яка розміщується у випускному тракті двигуна для допалювання продукту неповного згоряння палива - CH та CO . Він може встановлюватися на місці випускного трубопроводу та виконувати його функції. Реакції окислення CO та CH протікають достатньо швидко при температурі вище 830°C та при наявності в зоні реакцій незв'язаного кисню. Термічні нейтралізатори застосовуються на двигунах з примусовим займанням, в яких необхідна для ефективного протікання термічних реакцій окислення температура забезпечується без подання додаткового палива. Й без того висока температура випускних газів у цих двигунах підвищується у зоні реакції в результаті догоряння частини CH та CO , концентрація якого значно вища, ніж у дизелів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота магістра демонструє гармонійне поєднання теоретичних знань і практичного підходу до вирішення проблем. Комплексний підхід до дослідження, представлений у роботі, дозволяє охопити всі ключові аспекти, пов'язані з оптимізацією конструкції підвіски автомобіля. Теоретична частина дослідження глибоко аналізує принципи роботи підвіски з подвійними важелями, історію їх розвитку, переваги застосування, а також ключові показники, що визначають її надійність.

Практична складова роботи фокусується на конкретних технічних задачах, таких як економічна доцільність обраних методів ремонту, методика діагностики пошкоджень, розрахунок характеристик компонентів підвіски, та аналіз їхньої працездатності за допомогою сучасного програмного забезпечення. Використання таких інструментів, як HYPERMESH, HYPERVIEW та RADIOSS, свідчить про високий рівень технічної компетентності автора. Ці програмні комплекси дозволяють провести точний аналіз напружень, вигину та модальних характеристик, забезпечуючи якісне моделювання складних фізичних процесів.

Практична цінність дослідження визначається можливістю впровадження його результатів у виробничий процес. Робота пропонує конкретні рішення щодо оптимізації конструкції підвіски, спрямовані на:

- зниження ваги компонентів, що безпосередньо впливає на економію матеріалів;

- покращення характеристик міцності та довговічності важелів підвіски;

- зменшення трудовитрат у виробничих та ремонтних процесах;

- підвищення надійності автомобілів під час експлуатації.

Особливої уваги заслуговують рекомендації щодо запобігання дефектам і спрощення подібних ремонтів, що робить роботу актуальною для автосервісів і виробничих підприємств. Запропоновані методи аналізу та оптимізації дозволяють зменшити витрати часу та ресурсів, а також мінімізувати ризик відмови підвіски в умовах експлуатації.

Наукова новизна.

Одним із найбільш значущих досягнень роботи є поєднання класичних методів аналізу конструкцій з новітніми технологіями моделювання. У роботі детально розглянуто кінематичні характеристики підвіски, проведено розрахунки параметрів пружин і підпружинників, а також визначено їх міцність та жорсткість. Важливим аспектом є застосування чисельних методів для аналізу граничних умов і режимів навантаження, що забезпечує точність отриманих результатів.

Дослідження також розширює можливості використання програмного забезпечення для моделювання роботи автомобільних підвісок, пропонуючи підхід, який можна адаптувати до інших типів конструкцій. Наприклад, методики, представлені у роботі, можуть бути застосовані до аналізу інших елементів підвіски, таких як ступиця колеса або пружинні вузли.

Робота демонструє високий рівень теоретичної та практичної підготовки автора. Здатність формулювати завдання, проводити комплексний аналіз, використовувати сучасні програмні продукти та робити обґрунтовані висновки свідчить про глибоке розуміння досліджуваної теми. Це підкреслює здатність автора до вирішення складних інженерних задач, що має важливе значення для автомобільної галузі.

Робота представляє цінний внесок у сферу оптимізації автомобільних підвісок, поєднуючи теоретичні знання, інженерний досвід і сучасні технології. Її результати мають значний потенціал для практичного впровадження, сприяючи зниженню витрат, підвищенню безпеки автомобілів та їхньої експлуатаційної ефективності. Завдяки своїй актуальності, високій якості виконання та широким перспективам використання, робота є зразковою кваліфікаційною роботою магістра.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сервісна книжка DAEWOO Lanos, Nubira, Leganza .: «АвтоЗАЗ», 2005 – 329 с.
2. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
3. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с.
4. Кошель С. О., Березін Л. М., Кошель Г. В. Технічна механіка. Розділ "Теорія механізмів і машин" -Центр навчальної літератури (ЦУЛ) 2020 – 156 с.
5. Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.
6. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.
7. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
8. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
9. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
10. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, Y. Vovk, I. Lebid, I. Hevko, M. Levkovych, R. Khoroshun, A. Matviyishyn. - COMMUNICATIONS, 2022. - Vol. 24, № 3, P. 247-258. (Scopus).
11. Sakhno, V.P., Yashchenko, D.M., Marchuk, R.M., Marchuk, N.M., Lyashuk, O.L.. Research of a truck train movement when driving semi-trailer by slow downing wheels of one axis pin on the mode. International Journal of Automotive and

12. Information Technologies Use in the Study of Functional Properties of Wheeled Vehicles. Lyashuk O., Stashkiv M., Lytvynenko Iaroslav, Sakhno V., Khoroshun R. CEUR Workshop Proceedings. 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, ITTAP 2023. Ternopil 22 November 2023 до 24 November 2023. 3628, с. 370-381. <https://www.scopus>.

13. Міронов Д.В., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гупка А.Б., Слободян Л.М., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – № 2 (21). Луцьк: 2023. - С. 135 – 144.

14. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 276 с.

15. Comprehensive Assessment Of Technical Condition Of Vehicles During Operation Based On Harrington's Desirability Function. Aulin V., Rogovskii I., Lyashuk O., Titova L., Hryniv A., Mironov D., Volianskyi M., Rogatynskyi R., Solomka O., Lysenko S. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Technology Center. Ukraine. Том 1. Випуск 3(127), 2024. с. 37-46.

16. Rogatynskyi, R., Lyashuk, O., HevkoI., Horoshyn, R., & Shevchuk, V. (2023). Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності, 28, 115-122. <https://doi.org/https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

17. Ляшук О. Л., Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Хорошун Р. В., Кашканова Г. Г., Антонюк О. П. Модель проходження повороту автомобілем . Вісник машинобудування та транспорту, ВНТУ.- No2(18) 2023.- С. 91-97.

18. Синтез підвіски автотранспортних засобів/ І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.М. Рогатинський, А.Й. Матвіїшин, Р.В. Хорошун/ Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. -№ 8(39)_I, 2023.-С. 153-164.

19. Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M. Stands for car suspension research. Bulletin of Lviv National Environmental University. Agroengineering Research, No. 26 (2022). С 93-103.

20. Ляшук О. Л., Клендій В. М., Хорошун Р. В. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Тернопіль: Вид. ТНТУ, 2018. 302 с.

21. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / укл.: Стручок В. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.