

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Модернізація торсійної підвіски автомобільного причепа з дослідженням ходової стійкості автомобіля з причепом

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМ-63
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Ігор АНТОНЮК

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Віктор ГУДЬ

(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)

«11» 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 Антонюку Ігорю Олеговичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація торсійної підвіски автомобільного причепа з дослідженням ходової стійкості автомобіля з причепом

Керівник роботи Гудь Віктор Зіновійович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 11 » листопада 2024 року № 4/7-1080

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Характеристика торсійної підвіски автомобільного причепа

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)
Прицеп – 1А1.

Підвіска пружинна причепа – 1А1.

Підвіска причепа торсійна – 1А1.

Підвіски причепів для легкових автомобілів – 1А1.

Аналіз управління автомобілем з причепом з урахуванням різних положень вантажу – 4А1.

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 10.11.2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	22.11.24р	
2	Технологічний розділ	29.11.24р	
3	Конструкторський розділ	04.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	13.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	20.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	20.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	28.12.24р	

Студент

(підпис)

Антонюк Ігор Олегович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гудь Віктор Зіновійович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Модернізація торсіонної підвіски автомобільного причепа з дослідженням ходової стійкості автомобіля з причепом».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім.. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Гудь Віктор Зіновійович

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 60 сторінки формату А4 та 7 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: динаміка, покращення, стабільність, результат, стійкість.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Загальна інформація про автомобільний причеп.....	7
1.2 Опис компоненту цапфа ригала.....	8
1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	11
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	12
2.1 Опис процесу виробництва компонента «Цапфа ричага».....	12
2.2 Зборка торсіонної підвіски причепа.....	15
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	21
3.1 Початкові параметри для конструкції торсіонної підвіски.....	21
3.2 Проектування торсіонної підвіски причепа.....	25
3.3 Детальний опис удосконаленої торсіонної підвіски причепа.....	31
3.4 Аналіз міцності поздовжніх важелів торсіонної підвіски.....	34
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	39
4.1 Моделювання роботи системи «автомобіль–причіп».....	39
4.2 Аналіз управління автомобілем з причепом з урахуванням різних положень вантажу.....	40
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	50
5.1.Вимоги безпеки до виробничих і допоміжних приміщень.....	50
5.2 Надзвичайні ситуації та причини їх виникнення.....	52
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	57
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	58
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Одним із ключових аспектів, який впливає на ці характеристики, є підвіска автомобіля, зокрема автомобільних причепів. Торсіонна підвіска, завдяки своїй конструкції та ефективності, є широко використовуваним рішенням у даному сегменті. Модернізація торсіонної підвіски може значно покращити ходові властивості причепів, а отже, і загальну стабільність транспортного засобу під час руху.

Однак, зі збільшенням вимог до безпеки та комфорту, постає потреба в глибшому аналізі та оптимізації цих систем. Ця кваліфікаційна робота магістра спрямована на дослідження та модернізацію торсіонної підвіски автомобільного причепа з метою підвищення ходової стійкості автомобіля з причепом. Робота включає теоретичні та експериментальні дослідження, які дозволяють оцінити вплив різних конструкційних та функціональних модифікацій підвіски на загальні динамічні характеристики системи.

Такий підхід дозволить не тільки покращити вже існуючі конструкції, але й сприяти розвитку нових технологій у сфері автомобільного транспорту, зробити подорожі безпечнішими та комфортнішими для всіх учасників дорожнього руху.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Загальна інформація про автомобільний причеп

Автопричіп даної моделі розроблений для транспортування вантажів на дорогах загального користування. Він може використовуватися в парі з легковими автомобілями.

Згідно з наявними оголошеннями, розміри причепа становлять: довжина – 2,20 м, ширина – 1,20 м, висота тенту – 1,2 м, а висота бортів – 30 см. Ці параметри забезпечують зручність використання причепа для перевезення різноманітних вантажів.

Виробник серії причепів пропонує моделі з різними габаритними розмірами кузова, які варіюються від 2,10 м до 3,50 м у довжину і від 1,25 м до 1,50 м у ширину. Це дозволяє підібрати відповідний варіант залежно від потреб користувача.

Причепи даної серії мають низку переваг, серед яких надійність конструкції, практичність використання і сучасний дизайн. Завдяки оцинкованому покриттю металевих частин забезпечується високий рівень захисту від корозії, що робить причепи стійкими до впливу несприятливих атмосферних умов. Посилена зварна рама дозволяє витримувати значні навантаження, а застосування дишла з профільної труби збільшує опір конструкції до змінних деформацій.

Практична конструкція бортів дозволяє швидко та надійно фіксувати вантаж. Знімний задній борт полегшує завантаження та розвантаження завдяки спеціальним шарнірним завісам. Підлога та борти виготовлені з волого- і зносостійкої ламінованої фанери, що забезпечує не лише естетичний вигляд, але й довговічність конструкції.

Кузов причепа може бути оснащений каркасом із високим тентом або дугами з компактною накидкою, що підвищує його функціональність. Встановлена європейська світлотехніка забезпечує довготривалу роботу без збоїв, а система «Байонет» спрощує заміну ліхтарів.

Варто зазначити, що детальна технічна інформація про модель може бути отримана безпосередньо від виробника або офіційних дилерів.

1.2 Опис компоненту цапфа ричага

Компонент Цапфа ричага включений до складу вовздовжнього ричага торсіонної підвіски причепа, який використовується у легкових авто. Ця деталь слугує з'єднувальним елементом між основною трубою повздовжнього ричага та шарніром, що кріпить ричаг до рами причепа. Дизайн і ключові робочі поверхні цієї деталі демонструються на рисунку 1.1.

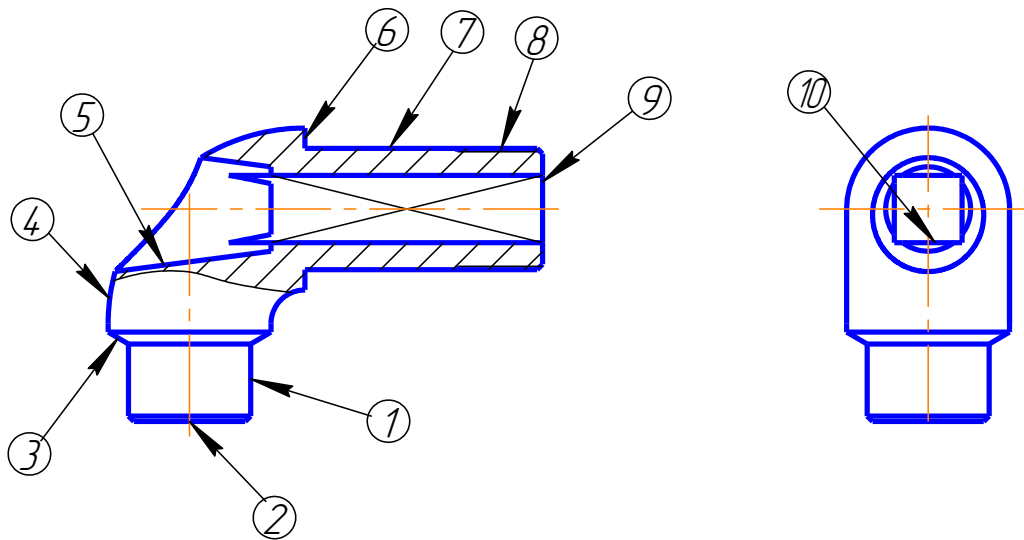


Рис. 1.1. Конструкція та основні робочі поверхні деталі «Цапфа ричага».

Поверхня 1 – внутрішня циліндрична поверхня установчої шийки, що виконує функцію центрування компонента всередині головної труби повздовжнього ричага. Її діаметр досягає 36 мм із допуском відповідно до 14 класу точності, при цьому шорсткість поверхні не перевищує Ra12,5 мкм. Обробка даної поверхні здійснюється методом стандартного точіння. Важливо, щоб ось цієї поверхні зберігала перпендикулярність до осі поверхні 5 з дотриманням допусків на помилки у взаємному розташуванні поверхонь. [2]

Поверхня 2 – плоска поверхня монтажної шийки, яка не взаємодіє з іншими поверхнями в агрегаті, але може слугувати опорною базою під час обробки поверхні 1. Обробка цієї поверхні проводиться шляхом обточування на токарному або фрезерно-центрувальному верстаті, включаючи створення

центрувального отвору у монтажній шийці. Рівень шорсткості поверхні підтримується на рівні не нижче Ra12,5 мкм.

Поверхня 3 – поверхня конічної фаски, що використовується для нанесення зварного шва під час з'єднання з трубою повздовжнього ричага. Для цієї поверхні вимоги до точності кута конуса, форми та чистоти не є строгими. Обробка цієї поверхні можлива за допомогою точіння на токарному верстаті.

Поверхня 4 – зовнішня торцева частина перехідної зони деталі, яка не потребує механічної обробки. Ця поверхня не взаємодіє з іншими компонентами в агрегаті і формується безпосередньо під час виготовлення заготовки. [8]

Поверхня 5 – внутрішня конічна поверхня, яка також не зазнає механічної обробки, необхідна для мінімізації довжини оброблюваних механічно поверхонь. Її формування відбувається на етапі створення заготовки деталі.

Поверхня 6 – рівна поверхня кінця валу повздовжнього ричага, яка з'єднується з упорною шайбою та виконує обертові рухи стосовно неї. Ця поверхня обов'язково має зберігати строгу перпендикулярність до осі поверхні 7 і мінімізувати кількість торцевого биття. Висунуто високі вимоги до чистоти даної поверхні, яка не повинна бути гіршою за Ra3,2 мкм. Її можна фінішувати за допомогою тонким точінням чи шліфування.

Поверхня 7 – зовнішня циліндрична поверхня шийки валу повздовжнього ричага, яка взаємодіє з внутрішньою поверхнею тонкостінної втулки, забезпечуючи обертання щодо неї. Діаметр цієї поверхні складає 36 мм з допуском згідно з 9 класом точності. Поверхня вимагає строгого дотримання форми і чистоти, з шорсткістю не гірше за Ra3,2 мкм. Її якість може бути забезпечена через тонке точіння або шліфування.

Поверхня 8 – зовнішня нарізна поверхня для гайки M36, що вимагає точності відповідно до толеранції 7g та шорсткості не менше Ra3,2 мкм. Її обробка включає нарізку на токарному верстаті, яка здійснюється щонайменше в два етапи. [13]

Поверхня 9 – гладенька торцева поверхня шийки осі ричага, яка не взаємодіє з іншими елементами у вузлі, тому особливих вимог до точності та чистоти не пред'являється. Ця поверхня може служити основою для установки

під час обробки суміжних поверхонь 6, 7, і 8. Обробляється методом підрізання на токарному або фрезерно-центровальному верстаті, з формуванням центруючої фаски.

Поверхні 10 – плоскі поверхні отвору квадратного перерізу на шийці осі ричага, призначені для створення нециліндричного отвору, який призначений для розміщення кінця модульного торсіона. Точність розташування паралельних поверхонь відповідає 11 класу точності, при цьому шорсткість поверхонь має бути не менше ніж $Ra_{6,3}$ мкм. Обробка цих поверхонь виконується за допомогою протяжки на протяжному верстаті.

Аналіз ключових поверхонь компонента показує, що його можна ефективно обробляти на обладнанні, яке доступне на заводі. Основною проблемою виробництва може стати створення первинних форм деталей. Рекомендується використовувати метод лиття для виготовлення цих заготовок, адже традиційні методи як кування чи штампування не забезпечують необхідну форму складних поверхонь цієї деталі. Важливо відзначити, що ця деталь не потребує високої твердості поверхонь, що усуває необхідність застосування сталей з високим вмістом вуглецю. Використання сталі марки 35Л для ливарних заготовок забезпечить отримання поверхонь належної якості і дозволить реалізувати надійне зварне з'єднання з основною трубою повздовжнього ричага. Дизайн такої заготовки для деталі «Цапфа ричага» представлено на рисунку 1.2. [17]

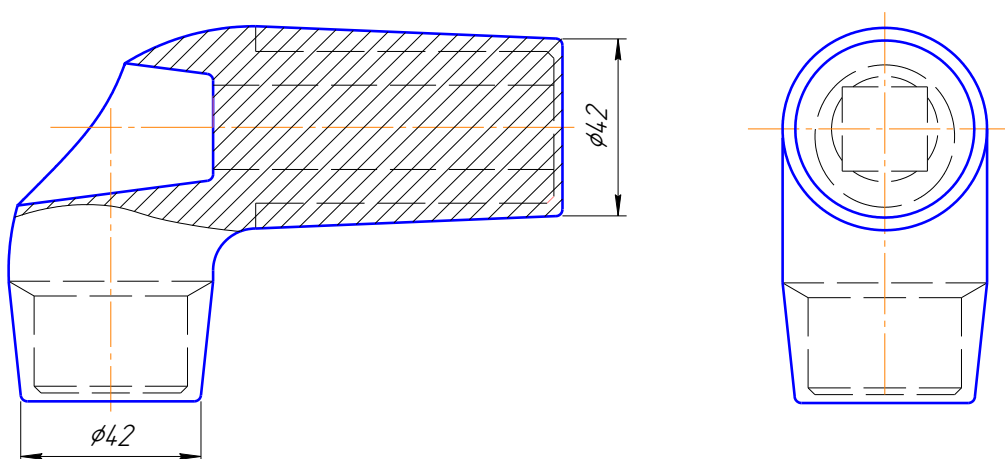


Рис. 1.2. Конструкція заготовки деталі «Цапфа ричага».

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Технологічний розділ. Розробити послідовність технологічних операцій для виготовлення деталі «Цапфа важеля». Визначити необхідне обладнання, інструменти та матеріали для кожного етапу виробництва. Провести аналіз точності та якості обробки ключових поверхонь деталі. Підготувати креслення технологічного маршруту з описом усіх операцій. Описати послідовність монтажу компонентів торсійної підвіски. Визначити вимоги до точності та взаємного розташування елементів під час складання. Розробити технологічну карту зборки з урахуванням контролю якості. Підготувати перелік інструментів і обладнання для виконання складальних операцій.

Конструкторський розділ. Визначити базові параметри конструкції (масу причепа, габарити, допустимі навантаження). Провести аналіз існуючих аналогів для обґрунтування вибору початкових параметрів. Розробити ескізний проєкт торсійної підвіски з урахуванням початкових параметрів. Вибрати матеріали для основних компонентів підвіски та обґрунтувати їхній вибір. Виконати розрахунки геометрії компонентів підвіски. Описати конструктивні рішення, що підвищують надійність і довговічність підвіски. Проаналізувати переваги розробленої конструкції порівняно з аналогами. Підготувати детальні креслення підвіски із зазначенням розмірів і матеріалів. Провести розрахунок напружень у ключових точках важелів під дією статичних і динамічних навантажень. Виконати оцінку запасу міцності важелів з урахуванням експлуатаційних умов. Науково-дослідний розділ. Створити математичну модель динаміки системи «автомобіль–причіп». Виконати моделювання руху в різних експлуатаційних умовах. Проаналізувати результати моделювання для визначення впливу конструктивних параметрів на динамічну стійкість. Провести дослідження впливу розташування вантажу на стійкість і керованість автомобіля з причепом. Розробити рекомендації щодо оптимального розміщення вантажу. Підготувати висновки про безпечність і ефективність використання причепа в різних умовах.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Опис процесу виробництва компонента «Цапфа рычага»

Початковий етап механічної обробки заготівлі для деталі «Цапфа рычага» включає створення базових точок встановлення. Основними елементами для обробки поверхонь 1, 3, 6, та 7 є торцеві поверхні 2 і 3, разом із центральними отворами, створеними у заготівлі. Для цих підготовчих дій застосовується фрезерно-центрувальний верстат моделі МР-71М та спеціалізований тисковий пристрій. Як ріжучий інструмент використовується торцева фреза з діаметром 45 мм, оснащена вставними пластинами Т5К10. Деталізований ескіз цього фрезерно-центрувального етапу представлено на рисунку 2.1.

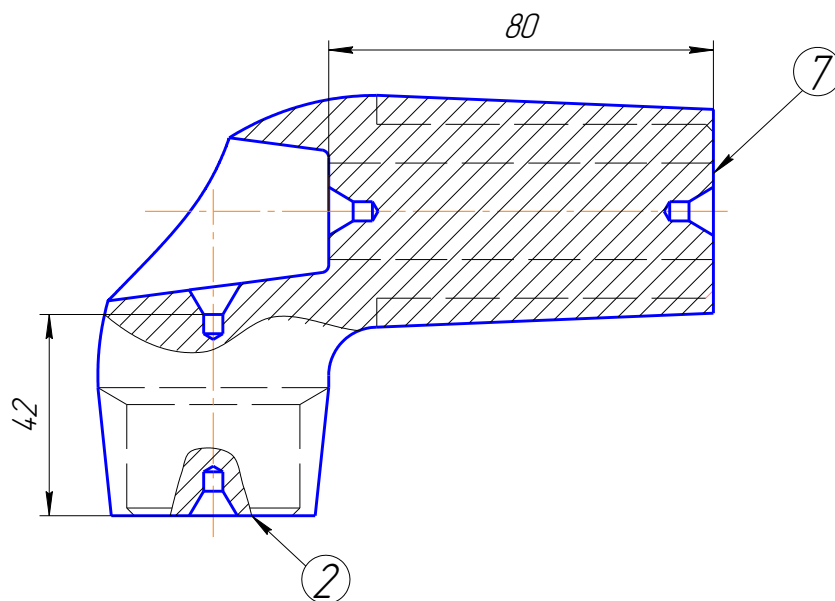


Рис. 2.1. Схематичне зображення фрезерно-центрувальної операції.

Фінальна обробка робочих поверхонь 1 та 3, а також базова обробка поверхонь 4 і 6 виконується на токарно-різбонарізному обладнанні моделі 16K20 за допомогою установки заготовки на ведучих центрах. Для цього процесу використовуємо прохідні та підрізні інструменти з вставками з твердого сплаву Т5К10. Детальне зображення токарного процесу можна побачити на рисунку 2.2. [9]

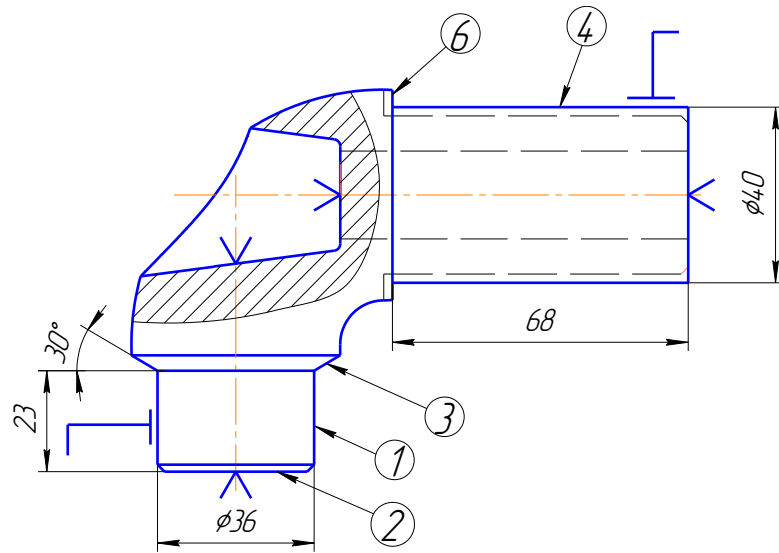


Рис. 2.2. Схема токарної обробки.

Початкові поверхні 4 та 6 виступатимуть як референсні бази для механічної обробки поверхонь 10 у квадратному отворі. Зазначені поверхні потребують попередньої підготовки, включно з виробленням внутрішньої циліндричної поверхні отвору діаметром 20 мм у цапфі осі ричага, а також формуванням centruючих фасок на вхідних сегментах цього отвору. Ці фаски слугуватимуть базою для доведення обробки поверхонь 4 і 6. Для здійснення цієї операції використовується радіально-свердлильний верстат 2Н135, із фіксацією заготовки у спеціалізованому пристосуванні, використання свердла діаметром 20 мм та конічної зенковки під кутом 90 градусів для створення centruючих фасок. Детальний вигляд процесу свердління представлений на рисунку 2.3.

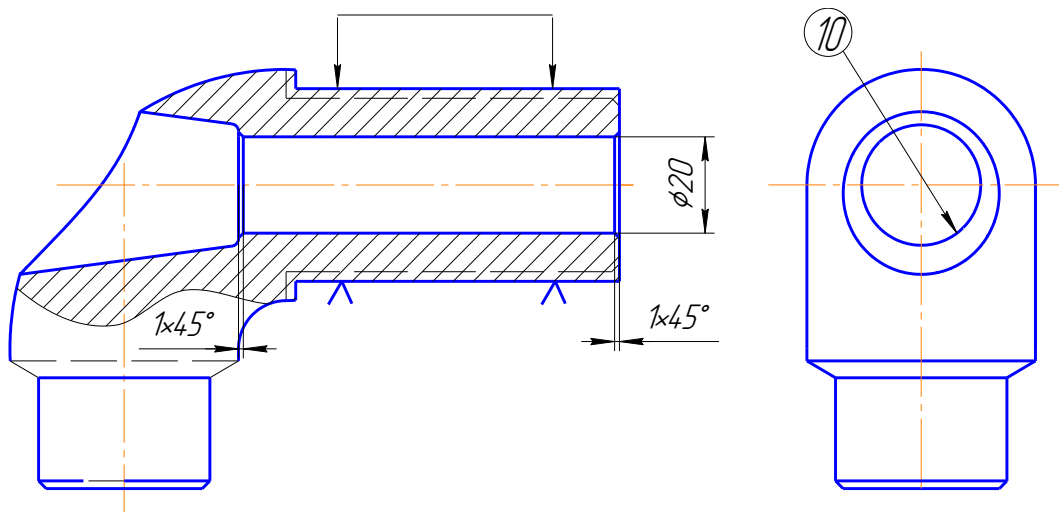


Рис. 2.3. Схема свердлильної операції.

Циліндричний отвір з внутрішнім діаметром 20 мм використовуватиметься як проміжна база для дальшої обробки квадратного отвору із стороною 20 мм. Оброблення цього квадратного отвору здійснюється на вертикальній протяжній машині для внутрішнього протягування моделі 7Б64. Поверхні 4 і 6, підготовлені наперед, служитимуть установочною базою для цього процесу. Детальний вигляд протяжної операції можна переглянути на рисунку 2.4. [15]

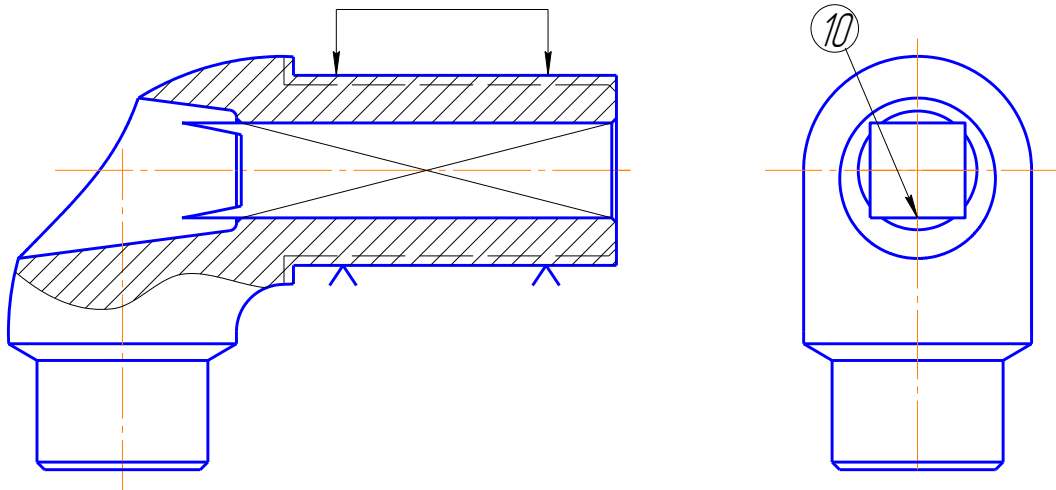


Рис. 2.4. Схема протяжної обробки.

Завершення обробки плоских сторін отвору з квадратним перетином є передумовою для наступної фінальної обробки поверхонь 4, 5 і 6. Ці операції проводитимуться на токарно-різбонарізному агрегаті моделі 16K20, де заготівля буде зафіксована у центрах із приводом. Як інструментальне забезпечення застосовуватимуться прохідні та відрізні різці, оснащені твердосплавними пластинами Т5К10. Детальний ескіз цієї токарної операції для доведення до стандарту поверхонь 4, 5 і 6 можна переглянути на рисунку 2.5.

Розроблений маршрут механічної обробки ключових робочих поверхонь деталі «Цапфа рычага» гарантує досягнення потрібної якості готового виробу.

Розроблений маршрут механічної обробки ключових робочих поверхонь деталі «Цапфа важеля» гарантує досягнення потрібної якості готового виробу. Він включає послідовність технологічних операцій, таких як точіння, свердління, шліфування та контрольні вимірювання, що забезпечують дотримання необхідних розмірів, точності та чистоти оброблених поверхонь. Особлива увага приділена контролю геометричних параметрів та забезпеченню

оптимальних умов різання для досягнення максимальної зносостійкості деталі під час експлуатації.

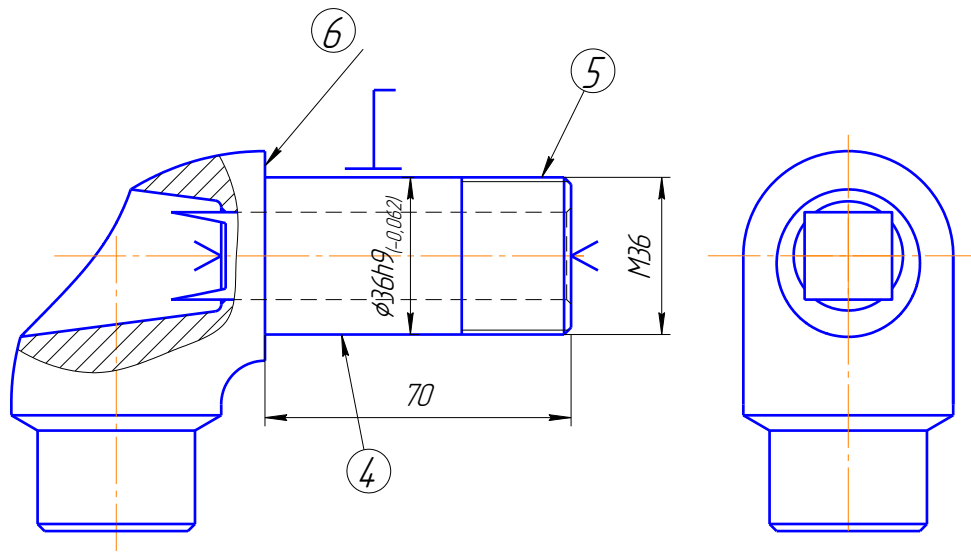


Рис. 2.5. Схема токарної операції для фінальної обробки поверхонь 4, 5 і 6.

2.2 Зборка торсіонної підвіски причепа

Процес складання торсіонної підвіски причепа для легкових автомобілів не вимагає спеціалізованого обладнання, оскільки всі компоненти мають невелику масу і можуть бути зібрані за допомогою стандартного інструменту для різьбових з'єднань. В умовах серійного виробництва легкових причепів, яке відповідає плановим обсягам, доцільно впровадити постову організацію складання. Такий підхід передбачає створення кількох постів на збиральній дільниці, де виконується повний цикл складання причепа. Складання торсіонної підвіски є важливою складовою загального процесу і значною мірою визначає надійність роботи всієї підвіски, що безпосередньо впливає на якість і довговічність причепа в цілому. [5]

Складання причепа, включно з торсіонною підвіскою, має здійснюватися з попередньо підготовлених вузлів, підвузлів та окремих деталей, які в потрібній кількості подаються на збиральні пости. Загальний процес складання причепа розпочинається з монтажу елементів підвіски на раму. Зазвичай, цей етап виконується, коли рама причепа знаходиться у перевернутому положенні. Такий спосіб розташування забезпечує легкий доступ до всіх точок складання.

Однак, виконання робіт у такій позиції потребує використання спеціалізованих підйомно-транспортних механізмів, які дозволяють перевертати раму перед початком складання, а також перевертати повністю зібране шасі для продовження процесу. Таким чином, для ефективної організації складання торсіонної підвіски необхідно забезпечити наявність збиральних постів, оснащених підйомно-транспортними пристроями для маніпуляцій із шасі причепа, а також своєчасну подачу комплектів вузлів, підвузлів та деталей на ці пости. [7]

До комплекту для складання однієї торсіонної підвіски входять такі елементи:

Рама причепа (1 штука). Рама є основою конструкції причепа, на яку монтуються всі компоненти підвіски, шасі, а також кузов. Виготовлена зі сталі, забезпечує міцність і жорсткість конструкції. Її форма передбачає спеціальні кріплення для підвіски та інших елементів.

Колеса причепа (2 штуки). Колеса забезпечують підтримку і рух причепа. Входять до комплекту зі стандартними розмірами для легкових причепів. Зазвичай складаються з ободу, шини і вентиля для підкачування.

Складальний підвузол І (цапфа колеса в зборі з підшипниками та маточиною) (2 штуки). У вузол входять цапфа, підшипники та маточина, які забезпечують плавний рух і підтримують з'єднання коліс із повздовжніми ричагами. Вузол передбачений для зручності монтажу та економії часу під час складання.

Повздовжній ричаг підвіски лівий (1 штука). Лівий ричаг служить для передачі навантаження від колеса на раму причепа. Він з'єднується з рамою через шарнір і кріпиться до торсіона.

Повздовжній ричаг підвіски правий (1 штука). Аналогічний лівому, але використовується для правого боку. Виконує ті ж функції – передачу навантаження на раму через систему торсіонної підвіски.

Комплект пластин наборного торсіона (2 штуки). Пластини торсіона відповідають за демпфування та зменшення вібрацій під час руху. Вони виготовляються з пружної сталі та збираються у набір для створення торсійної пружності.

Амортизатори (2 штуки). Амортизатори поглинають енергію ударів і коливань, що виникають під час руху. Забезпечують комфорт і стабільність причепа навіть на нерівній дорозі.

Буфер обмеження динамічного ходу (2 штуки). Буфери служать для обмеження максимального ходу підвіски, запобігаючи контакту елементів підвіски під час надмірних навантажень. Зазвичай виготовлені з гуми або поліуретану.

Подушки осі ричага (4 штуки). Подушки встановлюються в місцях кріплення ричагів до осі. Вони знижують вібрації і забезпечують плавність ходу.

Тонкостінні втулки (2 штуки). Втулки служать для кріплення ричагів до торсіонів. Виготовлені з високоміцної сталі з антикорозійним покриттям.

Упорні шайби (4 штуки). Шайби використовуються для забезпечення фіксації вузлів і зниження тертя в місцях обертання або переміщення ричагів.

Нарізні гайки (2 штуки). Гайки використовуються для кріплення елементів підвіски. Зазвичай це гайки з прорізом, що дозволяють легко фіксувати їх у потрібному положенні. [18]

Притискні планки (4 штуки). Планки забезпечують жорстке з'єднання елементів підвіски та запобігають їхньому розхитуванню під час експлуатації.

Цей комплект дозволяє здійснити повний цикл складання торсіонної підвіски причепа із забезпеченням її надійності та довговічності.

Кріпильні елементи підвіски доставляються до місця складання у вигляді окремих комплектів, при цьому кожен вид деталей зберігається в індивідуальній упаковці із передбаченим запасом.

Процес складання підвіски розпочинається з монтажу продольних ричагів на раму причепа. На першому етапі необхідно зібрати шарнірний вузол повздовжнього ричага. Конструктивна схема цього вузла представлена на рисунку 2.6.

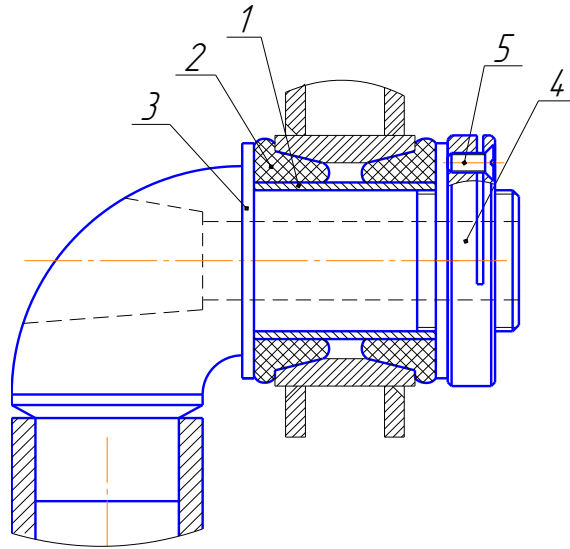


Рис. 2.6. Схема шарнірного вузла для з'єднання повздовжнього рычага підвіски з рамою причепа.

На початку роботи на циліндричну частину цапфи рычага встановлюється тонкостінна втулка 1 та упорна шайба 3. У той же час у обойму кронштейна рами монтуються подушки рычага 2. Після цього попередньо зібраний вузол осі цапфи вставляється в обойму кронштейна рами, де вже встановлені подушки. З протилежного боку осі монтується друга упорна шайба, після чого вузол затягується нарізною гайкою 4.

Затяжка нарізної гайки виконується спеціальним ключем до моменту повного упору, після чого гайка фіксується за допомогою гвинта 5, який вкручується в різбовий отвір гайки. Для надійної фіксації гвинт обробляється фарбовим блокувальним засобом. [11]

Шарнірний вузол правого повздовжнього рычага монтується аналогічним чином, із дотриманням вищезазначеної технології.

Після завершення складання шарнірних вузлів продольних рычагів з рамою здійснюється монтаж і фіксація наборних торсіонів на рамі. Комплект пластин наборного торсіона вводиться у квадратний отвір цапфи повздовжнього рычага до положення, при якому протилежний кінець пакета знаходиться на одному рівні з краєм кронштейна, призначеного для кріплення торсіона на рамі. Важливо, щоб під час установки набірний торсіон був орієнтований таким чином, щоб пластини у пакеті розташовувалися горизонтально. [4]

Після встановлення торсіони фіксуються на рамі за допомогою болтів і гайок М8 разом із притискними планками. Для забезпечення надійності різьбових з'єднань у вузлі кріплення торсіона використовуються контргайки. Конструктивні особливості вузла кріплення торсіона до кронштейна рами наведені на рисунку 2.7.

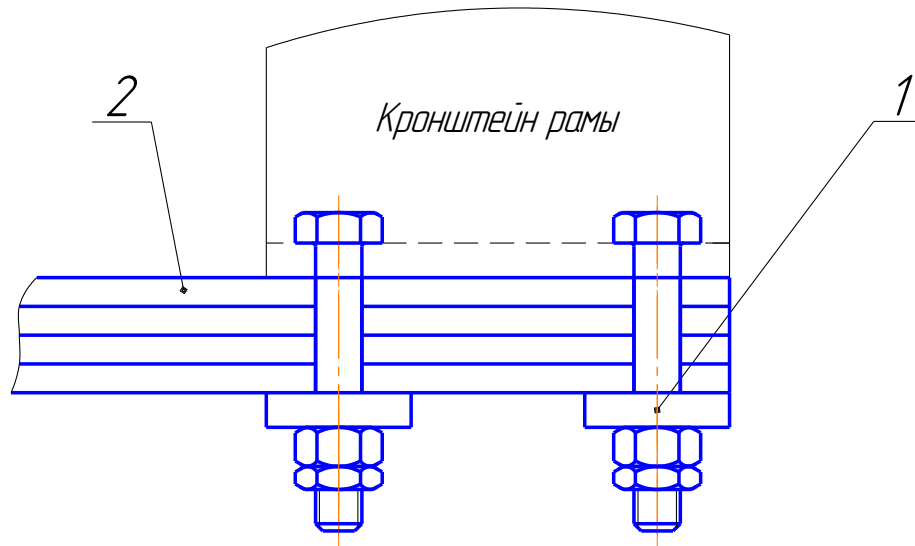


Рис. 2.7. Конструкція кріплення торсіону до шасі причепа.

На шасі кріпляться і з'єднуються з торсіонами повздовжні важелі підвіски, до яких монтують підвузол І. Цей підвузол представляє собою складену одиницю підшипникового механізму колеса причепа, що включає цапфу колеса, підшипники ступиці та саму ступицю колеса. Позиціонування підвузла І здійснюється на монтажній пластині повздовжнього важеля шляхом встановлення фланця цапфи колеса в пілотний отвір монтажної пластини та його фіксація здійснюється за допомогою болтів і гайок розміром М10. Для запобігання самовільного роз'єднання використовується гравійна шайба. Колеса причепа кріпляться до ступиці, яка вже змонтована з підвузлом І. Монтаж амортизаторів та демпферів для обмеження динамічного руху підвіски в конструкціях з торсіонною підвіскою виконується аналогічно до їх установки на пружинну підвіску причепа.

Концепція торсіонної підвіски причепа, відзначається своєю конструктивною простотою і можливістю виробництва за фірмовими стандартами підприємства. Основною складністю у виробництві є продольний важіль, що складається з Г-подібної зварної структури, утвореної двома

трубами, осьюовою цапфою та кріпильною пластиною. Виготовлення цих компонентів, за винятком цапфи, може бути здійснено з використанням загальноприйнятих технологічних процедур, які є типовими для даного підприємства. Однак, цапфа повздовжнього важеля вимагає розробки спеціалізованого технологічного процесу, який стане ключовою частиною цього проекту, оскільки вона має критичне значення для загальної надійності підвіски.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Початкові параметри для конструкції торсіонної підвіски

Початкові дані для конструювання торсіонної підвіски можна взяти з документації на причіп. В цю документацію входять наступні параметри, необхідні для інженерних обрахунків:

навантаження на ось у стані повного завантаження причепа - $2R^{2p}$;

навантаження на ось при мінімальному оснащенні причепа - $2R^{сн}$;

рівень жорсткості торсіонної підвіски - c_n^{np} ;

максимально можливий вертикальний переміщення колеса причепа - $f_{k \max}$;

амплітуда вертикального переміщення колеса при максимальному завантаженні причепа (індукована деформація підвіски) - f_{k0} .

З аналізу технічної документації причепа визначено, що вага, що діє на ось при повному завантаженні, $2R^{2p}$ складає 460 кг або 4512,6 Н. Також враховується навантаження на сферу тягово-зчіпного механізму $R_{сц} = 40 \text{ кг} = 392,4 \text{ Н}$.

Користуючись наданими даними та інформацією про загальну та споряджену масу причепа, можливо точно розрахувати навантаження на ось коли причеп устаткований.

$$M^{2p} = 460 \text{ кг} = 4512,6 \text{ Н};$$

$$M^{сн} = 170 \text{ кг} = 1667,7 \text{ Н};$$

$$M = 330 \text{ кг} = 3237,3 \text{ Н}.$$

На рисунку 3.1 представлено детальний графічний опис розподілу навантажень на причеп із вказівкою розмірів точок застосування сил.

З використанням цієї діаграми розробимо математичну модель, що дозволить визначити положення центру ваги завантаженого причепа x_c^{2p} .

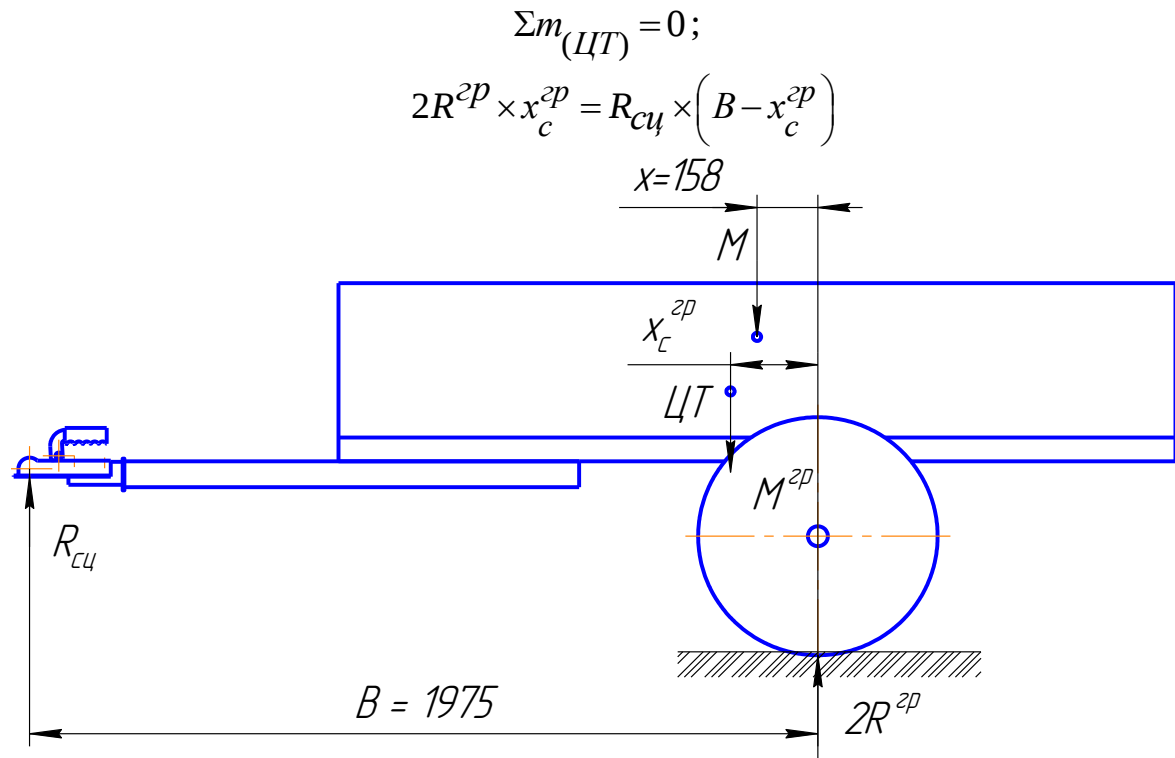


Рис. 3.1. Діаграма навантаження повністю завантаженого причепа.

Отже, встановлюємо положення центру ваги наповненого причепа.

$$x_c^{zp} = \frac{R_{cu} \times B}{2R^{zp} + R_{cu}}$$

$$x_c^{zp} = \frac{392,4 \times 1,975}{4512,6 + 392,4} = 0,158 \text{ м}$$

Аналізуючи схему, зазначимо, що визначена позиція центру ваги наповненого причепа збігається з позицією центру ваги вантажу, який розміщений на осьовій лінії корпусу причепа. Це свідчить про те, що центр ваги базово оснащеного причепа також розташований за цією координатою.

$$x_c^{CH} = 158 \text{ мм} = 0,158 \text{ м}$$

Користуючись зазначеною координатою центру ваги оснащеного причепа та аналізуючи діаграму навантажень, яка представлена на рисунку 3.2, ми обчислюємо величину навантаження на ось причепа, коли він знаходиться у повністю укомплектованому стані. [12]

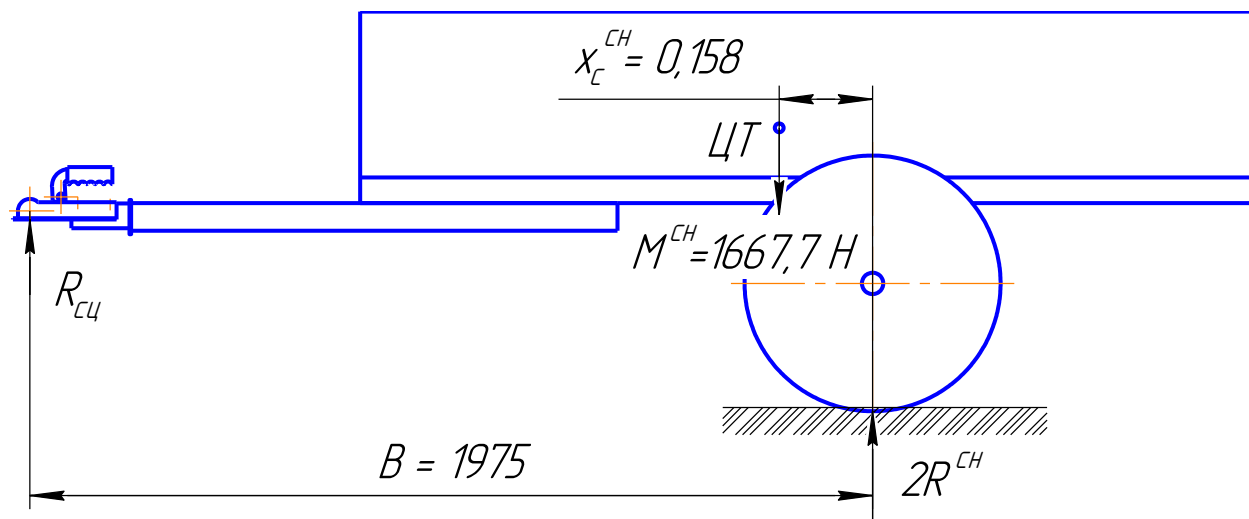


Рис. 3.2. Діаграма навантаження укомплектованого причепа.

На основі даних, представлених на рисунку 10, можна зробити висновки:

$$\Sigma m_{(цц)} = 0;$$

$$2R^{сн} \times B - M^{сн} \times (B - x_c^{сн}) = 0;$$

Згідно з розрахунками, навантаження на ось укомплектованого причепа буде визначено таким чином.

$$2R^{сн} = \frac{M^{сн}(B - x_c^{сн})}{B}$$

$$2R^{сн} = \frac{1667,7(1,975 - 0,158)}{1,975} = 1534,2 \text{ H}$$

При аналізі підвісок враховуються не прості навантаження на вісь у завантаженому або спорядженому станах, а навантаження від підвісних мас. Для визначення маси підвісних частин причепа, спочатку необхідно відняти з загальних навантажень вагу коліс та балки осі. Вага одного колеса причепа вказана як 14 кг, що еквівалентно 137,34 Н, тоді як вага балки осі становить 10 кг або 98,1 Н. Відтак, загальна вага непідвісних мас причепа буде обчислена на основі цих віднімань.

$$m_{нпр} = 2m_{кол} + m_{б}.$$

$$m_{нпр} = 2 \times 137,34 + 98,1 = 372,8 \text{ H}$$

Навантаження, яке передається на пружину підвіски причепа в завантаженому стані.

$$R_{подр}^{zp} = \frac{2R^{zp} - m_{нпр}}{2}$$

$$R_{подр}^{zp} = \frac{4512,6 - 372,8}{2} = 2070 \text{ Н}$$

Навантаження, яке діє на пружину підвіски, коли причеп знаходиться у спорядженому вигляді.

$$R_{подр}^{сн} = \frac{2R^{сн} - m_{нпр}}{2}$$

$$R_{подр}^{сн} = \frac{1534,2 - 372,8}{2} = 581 \text{ Н}$$

Враховуючи значення навантажень, що діють на підвіску, та ступінь її деформації під час навантаження, ми здійснимо розрахунок жорсткості пружинної підвіски причепа. Варто зазначити, що жорсткість цієї підвіски відрізняється від жорсткості самої пружини через її кутове розташування щодо вертикалі. Деформація підвіски, викликана впливом вантажу, згідно з кресленнями загального вигляду причепа, визначається як 40 мм. Визначення жорсткості пружинної підвіски виконується за формулою, яка враховує ці фактори. [19]

$$c_n^{нр} = \frac{R_{подр}^{zp} - R_{подр}^{сн}}{f_{к0}}$$

$$c_n^{нр} = \frac{2070 - 581}{40} = 37,2 \text{ Н/мм}$$

Максимальне вертикальне переміщення колеса причепа, коли балка осі спирається на буфер, можна легко встановити за допомогою монтажного креслення підвіски, і воно складає 72 мм. Цей параметр є критично важливим для забезпечення належної роботи підвіски, оскільки визначає межу динамічного ходу колеса. Використовуючи ці вступні дані, можна приступити до розрахунків і проектування торсійної підвіски для причепа, враховуючи необхідну жорсткість торсійного елемента, геометрію важелів підвіски, а

також відповідність усіх компонентів нормативним вимогам до експлуатаційної надійності та довговічності.

3.2 Проектування торсіонної підвіски причепа

Як було вказано раніше, модульні торсіони, скомпоновані з кількох стрижнів, перевершують монолітні за надійністю, володіють меншою жорсткістю і більшою довжиною. Оскільки розроблений торсіон планується як заміна пружинному елементу підвіски, вказані характеристики модульного торсіону є вкрай корисними у цьому контексті. В якості окремого компонента модульного торсіону вибрано пластинчатий елемент прямокутного перерізу. З огляду на те, що основне навантаження для такого торсіону - це крутіння, найефективнішим буде переріз у формі квадрата, сформований з пластин однакової товщини. Кількість пластин у конструкції торсіону має відповідати пропорції сторін кожної пластини. [10]

$$n = \frac{b}{h}$$

де t та b - товщина та ширина пластини відповідно.

На рисунку 3.3 зображено запропоновану геометрію перерізу для проектованого торсіону, що відповідає встановленим технічним вимогам.

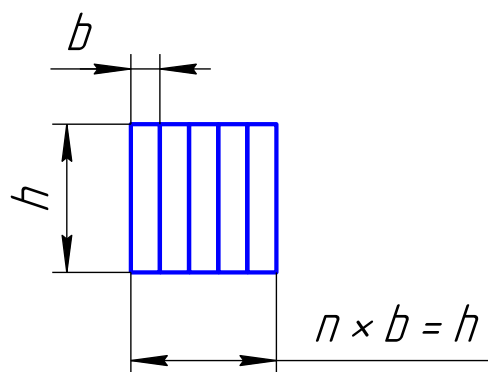


Рис. 3.3. Конфігурація перерізу розроблюваного торсіону.

Для виготовлення пластин складеного торсіону доцільно використовувати високоміцні леговані сталі, такі як 50ХГА або 60С2Х, відповідно до стандарту. З метою підвищення втомної міцності пластини торсіону піддаються загартуванню, обробці дробоструминним методом, а також

попередньому закручуванню в зібраному стані у напрямку, протилежному основному робочому руху. Величина допустимих напружень

$\sigma_{\text{доп}}$ залежить від якості та кількості проведених заходів, спрямованих на посилення стійкості торсіону до втоми. [14]

У цьому проекті як матеріал для пластин торсіону обрано сталь 60С2Х за, яка буде проходити лише процедуру загартування без дробоструминної обробки.

Товщину пластини, що входить до складеного торсіону, можна обчислити за допомогою формули (3.1), наведеної в науковому джерелі [5].

$$b = \frac{1,41 f_{\kappa \max}}{[\tau]} \sqrt{\frac{c_n^{np} \times G}{k \times n \times \alpha \times l}}, \text{ мм} \quad (3.1)$$

де G - модуль зсуву матеріалу пластини, виражений у мегапаскалях (МПа). Для сталі марки 60С2Х, згідно зі стандартом, значення $G = 7,8 \times 10^4$ МПа;

$[\tau]$ - максимально допустиме напруження для матеріалу пластини, МПа. Для сталі 60С2Х, яка пройшла процес загартування без дробоструминної обробки, $[\tau] = 800$ МПа;

α - кількість пластин прямокутного перерізу, які формують складений торсіон. У розрахунках приймається $k = \frac{b}{h}$, при $k = \frac{b}{h} = n = 4$ $\alpha = 0,567$;

η - коефіцієнт, що визначає ефективність використання матеріалу при крутних деформаціях некруглих стрижнів, і залежить від співвідношення параметрів перерізу.

l - довжина робочої частини торсіону, мм; приймаємо $l = 250$ мм.

$$b = \frac{1,41 \times 72}{800} \sqrt{\frac{37,2 \times 7,8 \times 10^4}{4 \times 4 \times 0,567 \times 250}} = 4,53 \text{ мм}$$

$b = 5$ мм, тоді $h = n \times b = 4 \times 5 = 20$ мм.

Отже, кожна пластина складеного торсіону матиме поперечний переріз розміром 5×20 мм, а загальний квадратний переріз торсіону складатиме 20×20 мм. Робоча довжина торсіону приймається рівною $l = 250$ мм.

Кут допустимого закручування окремої пластини торсіону можна розрахувати за допомогою формули (3.2). [3]

$$[\Theta] = \frac{[\tau] \times l}{G \times b}, \text{ рад} \quad (3.2)$$

$$[\Theta] = \frac{800 \times 250}{7,8 \times 10^4 \times 5} = 0,641 \text{ рад} = 29,4^\circ$$

Для встановлення оптимальних розмірів компонентів торсіонної підвіски необхідно виконати розрахунок кутової жорсткості складеного торсіону. Цей параметр визначається відповідно до розрахункової формули (3.3).

$$c_{\Theta} = \frac{M}{57300 \times \Theta}, \text{ Нм/град.} \quad (3.3)$$

де M - закручувальний момент торсіону, виражений у Н·м;

φ - величина кута закручування торсіону, виміряна в радіанах, яка розраховується за допомогою формули (3.4).

$$\Theta = \frac{M \times l}{G \times I_K} \quad (3.4)$$

Де J - геометричний параметр, що характеризує момент інерції перерізу торсіону під час кручених навантажень, виражений у мм⁴. Для складеного торсіону, сформованого з пластин прямокутного профілю, значення моменту інерції обчислюється відповідно до формули (3.5), яка детально описана в літературному джерелі [2].

$$I_K = n\beta h^3 b, \text{ мм}^4 \quad (3.5)$$

де k - табличний коефіцієнт, що залежить від співвідношення $\frac{h}{b}$; при $\frac{h}{b} = 5$ $\beta = 0,291$.

$$I_K = 4 \times 0,291 \times 5^3 \times 20 = 2810 \text{ мм}^4$$

Замінюючи у формулі (3.3) значення φ його виразом, представленим у формулі (3.4), отримуємо формулу (3.6). Саме ця формула дозволяє розрахувати кутову жорсткість торсіону з урахуванням його конструктивних параметрів.

$$c_{\Theta} = \frac{G \times I_K}{57300 \times l} \quad (3.6)$$

Кутова жорсткість торсіону визначається за встановленими параметрами:

$$c_{\Theta} = \frac{7,8 \times 10^4 \times 2810}{57300 \times 250} = 15,3 \text{ Нм/град.}$$

Такий конструктивний підхід дозволяє мінімізувати зміни жорсткості підвіски, забезпечуючи її майже сталий характер.

Горизонтальне розташування поздовжнього важеля торсіонної підвіски в завантаженому стані причепа і його похиле положення у спорядженому стані, що виникає при деформації підвіски під вагою вантажу $\Delta h=40$ мм, використовуються як основа для визначення необхідної довжини поздовжнього важеля.

Кут закручування торсіону, коли поздовжній важіль досягає горизонтального положення в завантаженому стані причепа, розраховується за допомогою формули (3.7).

$$\Theta_2 = \frac{M_2}{c_{\Theta}} = \frac{R_{подр}^{2p} \times L}{c_{\Theta}}, \text{ град.} \quad (3.7)$$

За довжини важеля $l=155$ мм кут закручування становитиме.

$$\Theta_2 = \frac{2070 \times 0,155}{15,3} = 20,97^\circ$$

Деформація пружинної підвіски під дією ваги вантажу причепа дорівнює $\Delta h=40$ мм. Щоб забезпечити конструктивну сумісність із пружинною підвіскою, проектувана торсіонна підвіска повинна створювати аналогічний рівень деформації. Кут між горизонтальним положенням важеля підвіски у завантаженому стані причепа та його похилим положенням у спорядженому стані можна обчислити за відповідною формулою.

$$\Delta\Theta = \arcsin \frac{f_{к0}}{L} = \arcsin \frac{40}{155} = 14,9^\circ.$$

Тоді кут закручування торсіону в положенні важеля, що відповідає спорядженому причепу, становитиме:

$$\Theta_1 = \Theta_2 - \Delta\Theta = 20,97 - 14,9 = 6^\circ.$$

Момент, який закручує торсіон у розглянутому положенні важеля.

$$M_1 = \Theta_1 \times c_{\Theta} = 6 \times 15,3 = 92,9 \text{ Нм.}$$

Сила навантаження, прикладена під прямим кутом до осі важеля, створила момент, величина якого дорівнює заданому значенню.

$$R_1 = \frac{M_1}{L} = \frac{92,9}{0,155} = 599,2 \text{ Н.}$$

Величина вертикального навантаження, що стала причиною зазначеної деформації, розраховується за допомогою відповідної формули.

$$R_{\text{пoдp}}^{\text{сн}'} = R_1 \times \cos \Delta \Theta = 599,2 \times \cos 14,9 = 579 \text{ Н.}$$

Розраховане значення, $R_{\text{пoдp}}^{\text{сн}'}$ яке становить 579 Н, має відхилення від попередньо обчисленого показника $R_{\text{пoдp}}^{\text{сн}}$ 581 Н лише на 2 Н, що можна вважати несуттєвим.

Кут максимального закручування торсіона підвіски, за якого важіль доходить до буфера обмеження динамічного ходу, розраховується за допомогою відповідної формули.

$$\Theta_{\text{max}} = \Theta_2 + \arcsin\left(\frac{f_{\text{к max}} - f_{\text{к0}}}{L}\right) = 20,97 + \arcsin\left(\frac{72 - 40}{155}\right) = 32,88^\circ$$

Результат, отриманий для кута закручування, Θ_{max} дорівнює $32,88^\circ$ і лише незначно перевищує гранично допустиме $[\Theta]$ значення $29,4^\circ$, на основі припустимих напружень у матеріалі торсіона, що $[\tau]$ становлять 800 МПа.

Розглянемо напруження, які виникають у торсіоні, коли важіль підвіски досягає буфера обмеження динамічного ходу. Для цього скористаємося формулою 3.8, наведеною у відповідному літературному джерелі [3].

$$\tau = \frac{3M(1+0,6\frac{b}{h})}{nb^2h} \quad (3.8)$$

де M - момент, що спричиняє закручування торсіона, виражений у Н·м.

У випадку, коли важіль підвіски доходить до упору в буфер, значення моменту закручування визначатиметься як:

$$M_{\text{max}} = c_{\Theta} \times \Theta_{\text{max}} = 15,3 \times 32,88 = 503,064 \text{ Нм}$$

Відповідно, максимальні напруження, що виникають у структурних елементах торсіона, можна обчислити за наступними залежностями:

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times 503,064 \times (1 + 0,6 \times \frac{5}{20})}{4 \times 0,005^2 \times 0,020} \times 10^{-6} = 838,78 \text{ МПа.}$$

Перевантаження торсіонну складе.

$$\Delta = \frac{\tau_{\max} - [\tau]}{[\tau]} \times 100 = \frac{838,78 - 800}{800} \times 100 = 4,8\%.$$

Перевантаження торсіона залишається в межах 5%, що відповідає допустимим нормам.

У ході виконання проектного розрахунку торсіонної підвіски було встановлено параметри робочої зони торсіона та визначено оптимальну довжину поздовжнього важеля підвіски. Визначення інших геометричних характеристик елементів підвіски можливе на етапі її детального конструювання. За своїми пружними властивостями проєктована торсіонна підвіска демонструє характеристики, подібні до параметрів пружинної підвіски причепа.

3.3 Детальний опис удосконаленої торсіонної підвіски причепа

Удосконалена торсіонна підвіска причепа має пружні властивості, ідентичні до пружинної підвіски, забезпечуючи однакові амплітуди ходу коліс. Втім, у конструкційному аспекті торсіонна підвіска суттєво відмінна від пружинної. У системі з двома циліндричними пружинами пружинна підвіска вимагала монтажу коліс на цапфах основної балки, тоді як у торсіонній підвісці кожне колесо закріплене на власному поздовжньому важелі. Загалом, це означає, що пружинна підвіска формує залежну конструкцію, а торсіонна - незалежну. В рамках незалежної підвіски, кожне колесо пов'язане з рамою за допомогою поздовжнього важеля, який коливається відносно своєї осі. Таким чином, вертикальні коливання одного колеса не впливають на коливання іншого. Поздовжній важіль перебирає всі навантаження з дороги - як вертикальні, так і горизонтальні - та передає їх на раму причепа. Візуальне представлення поздовжнього перерізу удосконаленої торсіонної підвіски причепа вміщено на рисунку 3.5.

рамою причепа, відповідає шарнірним вузлам, що використовуються для кріплення важелів підвіски.

На цапфі важеля встановлена тонкостінна втулка з кольорового металу довжиною 46 мм. Гумові втулки, зажаті між тонкостінною втулкою та кронштейном рами гайкою №15, забезпечують чудове центрування шарнірного з'єднання та ефективно поглинають динамічні впливи від дорожнього покриття, передаючи їх через поздовжні важелі на раму причепа. Довжина тонкостінної втулки обмежує ступінь стиснення гумових втулок у шарнірі.

Гайка 15 розщеплюється, і її блокування від саморозкручування здійснюється за допомогою болта 11. Цей болт стягує обидві половини розщепленої різьбової поверхні гайки 15, порушуючи крок різьби і таким чином запобігаючи її саморозкручуванню. В осі важеля зроблено квадратний отвір із стороною 20 мм, призначений для вставлення вільного кінця модульного торсіона. Модульний торсіон складається із чотирьох пластин товщиною 5 мм та шириною 20 мм. Пакет із цих чотирьох пластин кріпиться на кронштейнах рами за допомогою пластин 9 та болтів з гайками. Вільний кінець пакета вставляється у квадратний отвір осі поздовжнього важеля. Не передбачено жодного додаткового з'єднувального елемента для окремих пластин торсіона в пакеті. При обертанні поздовжнього важеля під впливом вертикальних реакцій дороги на колесо, торсіон закручується відносно свого затиску, створюючи таким чином пружну силу, що урівноважує реакцію дороги. Згідно з розрахунками, для балансування сил, що діють на колесо причепа, достатньо, щоб пакет пластин торсіона мав робочу довжину 250 мм. Торсіон надійно закріплений на рамі причепа і в осі поздовжнього важеля, тому не потрібно штучно обмежувати хід відбою підвіски, на відміну від системи з пружинними елементами. Коли колесо причепа звисає, поздовжній важіль повертається до початкового положення, обертаючись назад всього на 6°, що відповідає 15 мм вертикального ходу колеса. Важливо відзначити, що торсіонна підвіска не має значних конструктивних відмінностей у порівнянні з пружинною підвіскою при установці буфера обмеження динамічного ходу і амортизаторів. Також торсіонна підвіска дозволила знизити висоту

навантаження причепа на 60 мм, а при можливості встановлення амортизаторів меншого розміру, висоту навантаження можна знизити ще більше.

3.4 Аналіз міцності поздовжніх важелів торсійної підвіски

Поздовжні важелі у торсійній підвісці відіграють роль напрямних елементів, через що їм необхідно витримувати навантаження, передані від коліс причепа. Ці важелі у розроблюваній торсійній підвісці зазнають багатоаспектного навантаження і можуть одночасно піддаватися згинальним моментам у вертикальній та горизонтальній площинах, а також крутним моментам. Графічне відображення навантажень на поздовжній важіль торсійної підвіски вміщено на рисунку 3.6.

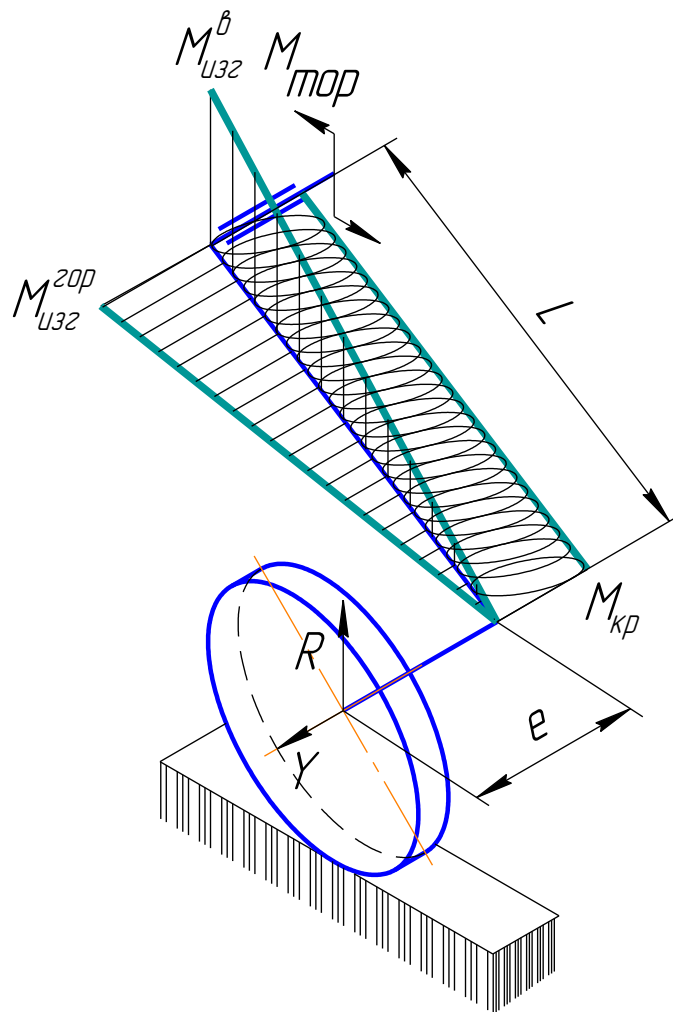


Рис. 3.6. Графік розподілу навантажень на поздовжній важіль торсійної підвіски.

Максимальний згинальний момент у вертикальній площині відповідає піковому значенню, яке утворюється при найбільшому куті скручування торсіона (коли важіль досягає упору в буфер обмеження динаміки ходу підвіски). Цей момент, визначений у попередньому розділі, є ключовим параметром і вказаний як $M_{\max} = 503,064 \text{ Нм.}$ Поздовжній важіль, виготовлений із труби розмірами 48,3×6, має геометричні характеристики перетину, обраховані згідно з формулами 3.9 та 3.10.

Осьові моменти опору секції

$$W_{x(y)} = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \alpha^4), \text{ см}^3 \quad (3.9)$$

Полярний момент опору перерізу

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4), \text{ см}^3 \quad (3.10)$$

де D - зовнішній діаметр труби, см; у труби 48,3×6 D дорівнює 4,83 см;

k - коефіцієнт, рівний відношенню внутрішнього діаметра труби d до зовнішнього діаметра труби D ; для труби 48,3×6, у якої внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 36,3$ мм, відношення $\frac{d_{\text{вн}}}{d} = \frac{3,63}{4,83} = 0,75$;

Осьові моменти стійкості для перерізу важеля, виготовленого з труби розміром 48,3×6.

$$W_{x(y)} = \frac{\pi 4,83^3}{32} (1 - 0,75^4) = 7,562 \text{ см}^3$$

Полярний момент стійкості для такого ж перерізу важеля.

$$W_p = \frac{\pi 4,83^3}{16} (1 - 0,75^4) = 15,124 \text{ см}^3$$

Максимальні нормальні напруження в перерізі поздовжнього важеля з труби 48,3×6 від згинального моменту, що діє у вертикальній площині, визначаються за формулою 3.11.

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_x}, \text{ МПа.} \quad (3.11)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{503,064}{7,562} = 66,52 \text{ МПа.}$$

Для обчислення нормальних напружень вигину в перетині поздовжнього важеля, що піддається впливу згинального моменту у горизонтальній площині, потрібно встановити максимальне значення поперечної сили. Максимальна поперечна сила виникає під час бічного зносу повністю навантаженого причепа. Відповідне значення цієї сили можна розрахувати, використовуючи формулу 3.12.

$$Y_{\max} = R^{zp} \times \varphi, \text{ Н.} \quad (3.12)$$

де R^{zp} - вантаж на колесо повністю завантаженого причепа, у Ньютонах; відповідно до даних, ця величина складає $R^{zp} = 2256,3 \text{ Н}$;

φ - коефіцієнт тертя між шинами і дорожнім покриттям; для асфальтобетонних покриттів φ становить 0,6.

$$Y_{\max} = 2256,3 \times 0,6 = 1353,78 \text{ Н.}$$

Максимальне зусилля моменту, що прикладається до поздовжнього важеля в горизонтальній площині, можна обчислити, використовуючи формулу 3.13.

$$M_{изг}^{zop} = Y_{\max} \times L, \text{ Нм} \quad (3.13)$$

де L - довжина поздовжнього важеля, м; встановлена довжина $L = 155 \text{ мм} = 0,155 \text{ м}$;

$$M_{изг}^{zop} = 1353,78 \times 0,155 = 209,836 \text{ Нм.}$$

Максимальні нормативні напруження в січенні поздовжнього важеля, виготовленого з труби розміром $48,3 \times 6$, що виникають внаслідок згинального моменту у горизонтальній площині, обраховуються згідно з формулою 3.14.

$$\sigma_{zop} = \frac{M_{изг}^{zop}}{W_y}, \text{ МПа.} \quad (3.14)$$

$$\sigma_{zop} = \frac{209,834}{7,562} = 27,748 \text{ МПа.}$$

Сумарні нормальні напруження згину, що виникають у перерізі поздовжнього важеля, розраховуються за формулою 3.15. У цій формулі

враховуються згинальні моменти, які діють у вертикальній та горизонтальній площинах, а також їхній комбінований вплив на матеріал важеля. Такий підхід дозволяє визначити критичні зони перерізу, забезпечуючи точність аналізу міцності та довговічності конструкції під час експлуатації в реальних умовах.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\theta}^2 + \sigma_{\text{гор}}^2} . \quad (3.15)$$

$$\sigma = \sqrt{66,52^2 + 27,748^2} = 72 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження від дії крутного моменту на поздовжній важіль торсіонної підвіски визначаються за формулою 3.16. У цій формулі враховується розподіл напружень по перерізу труби та вплив геометричних характеристик важеля, таких як зовнішній і внутрішній діаметри труби. Це дозволяє точно оцінити напруження, які виникають у матеріалі, та визначити, чи відповідає конструкція вимогам міцності й надійності в умовах експлуатації.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \text{ МПа.} \quad (3.16)$$

$M_{кр}$ - крутний момент, що утворюється у перетинах поздовжнього важеля, вимірюваний у ньютон-метрах (Нм); його можна обчислити використовуючи формулу 3.17.

$$M_{кр} = R^{2p} \times e, \text{ Нм.} \quad (3.17)$$

де e - зміщення поздовжньої осі поздовжнього важеля від осі симетрії колеса, м; згідно з виконаним складальним кресленням торсіонної підвіски $e = 0,093$ м;

$$M_{кр} = 2256,3 \times 0,093 = 210 \text{ Нм.}$$

$$\tau = \frac{210}{15,124} = 13,9 \text{ МПа.}$$

Еквівалентні напруження, що враховують усі типи навантажень, які діють на поздовжній важіль, розраховуються за допомогою формули 18. У цій формулі враховуються як нормальні напруження від згинальних моментів у вертикальній та горизонтальній площинах, так і дотичні напруження, що виникають під дією крутного моменту. Такий підхід дозволяє оцінити

сумарний вплив усіх навантажень, забезпечуючи точність розрахунків і надійність конструкції.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 0,75 \times \tau^2}, \text{ МПа} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{72^2 + 0,75 \times 13,9^2} = 73 \text{ МПа.}$$

Розраховані еквівалентні напруження залишаються в межах допустимого рівня для сталі марки 3пс, яка використовується для виготовлення труби розміром 48,3×6, із граничним значенням у 160 МПа. Це свідчить про те, що міцність конструкції поздовжнього важеля торсійної підвіски повністю задоволена та дозволяє забезпечити її надійну роботу в умовах експлуатаційних навантажень. Проведені розрахунки підтверджують, що використаний матеріал і геометричні параметри важеля ефективно справляються з усіма діючими навантаженнями, зберігаючи достатній запас міцності.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Моделювання роботи системи «автомобіль–причіп»

Процес моделювання ґрунтується на проведенні експериментів із застосуванням віртуальної обчислювальної моделі, яка відображає характеристики реального транспортного засобу. Основним завданням є удосконалення технічних параметрів ще до початку масового виробництва. На сьогодні моделювання є визнаним інструментом наукових досліджень і невід’ємною частиною багатьох інженерних розробок.

Попри те, що експерименти, проведені в умовах реальної експлуатації, дозволяють отримати високоточні результати, їх результати не завжди адекватно відображають всі аспекти довготривалих реальних умов експлуатації. Це пов’язано з низкою обмежень, які унеможливають повноцінну екстраполяцію отриманих даних. Через це використання комп’ютерних моделей стає необхідним для отримання систематизованих і структурованих висновків. У рамках такого підходу моделювання базується на застосуванні ідеалізованої математичної моделі транспортного засобу, яка дозволяє досліджувати його поведінку за різних умов. [16]

У рамках цього дослідження для розрахунків використовувалося програмне забезпечення Simpack, яке є багатофункціональною платформою для побудови віртуальних моделей транспортних засобів і їх комбінацій. Simpack дозволяє враховувати нелінійні характеристики систем. Розроблена модель багатотільної системи (MBS) для автомобіля з причепом складається з жорстких елементів, які з’єднані між собою силовими компонентами. До таких компонентів належать виті пружини, гідравлічні амортизатори, торсіонні стрижні, елементи підвіски коліс тощо.

Крім того, програмне забезпечення Simpack забезпечує спеціалізовані модулі для моделювання взаємодії між шинами та дорожнім покриттям, що значно підвищує точність отриманих результатів при аналізі динамічних характеристик транспортного засобу.

4.2 Аналіз управління автомобілем з причепом з урахуванням різних положень вантажу

Неправильний розподіл вантажу на платформі причепа є однією з основних причин дорожньо-транспортних пригод, що виникають під час експлуатації транспортних засобів. Найбільш характерними ці ситуації є для легкових автомобілів, оснащених одноосьовими причепами. Для таких причепів водії повинні дотримуватись вимог щодо оптимального навантаження на зчіпний пристрій, що регламентується нормами дорожнього законодавства. Однак часто водії не можуть точно оцінити це навантаження, що призводить до надмірного або недостатнього вертикального тиску на зчіпний пристрій. [6]

Перевантаження зчіпного пристрою створює значний тиск на систему підвіски задньої осі автомобіля, що може спричинити її пошкодження. Ще більш серйозною є проблема, коли центр мас вантажу або всього причепа знаходиться позаду осі причепа. У таких випадках, залежно від ваги причепа, виникає небезпечний дисбаланс навантаження. Це призводить до зменшення навантаження на задню вісь автомобіля, що негативно впливає на керованість транспортного засобу. Подібна ситуація нерідко стає причиною серйозних дорожніх аварій, особливо в умовах руху по криволінійних ділянках дороги, нерівностях чи при виконанні різких маневрів [4].

У цьому дослідженні проведено аналіз динамічної поведінки системи автомобіль–причіп у різних умовах, використовуючи симуляційні моделі, розроблені у програмному забезпеченні Simpack.

При вивченні динамічних характеристик транспортних засобів оцінюють низку параметрів. Одним із ключових показників є сигнали прискорення в різних точках автомобіля, що дозволяють оцінити комфортність їзди. Іншим важливим показником є сили, що впливають на безпеку руху. У даному дослідженні аналіз прискорень не був основним, оскільки вони не є безпосередньо пов'язаними з безпекою руху чи стійкістю автомобільно-причіпної комбінації. Основну увагу було зосереджено на вивченні сил, які діють на колеса.

Особливо досліджувалися бокові сили, що виникають між шинами причепа і дорожнім покриттям. Для аналізу обиралося одне колесо - у цьому випадку ліве.

Оцінка граничних значень бокових сил є важливим аспектом дослідження. Граничне значення бокової сили визначалося як нульове, оскільки це свідчить про початок ковзання колеса по дорожній поверхні, що може призвести до аварійної ситуації. Інші критерії граничних значень для бокових сил у цьому дослідженні не розглядалися.

Для виконання моделювання була обрана дорожня модель, взята з бази даних програмного забезпечення Simpack. У модель були інтегровані CAD-компоненти (створені за допомогою систем автоматизованого проєктування), які представляють окремі елементи легкового автомобіля та одноосьового причепа. До таких компонентів належать кузов автомобіля, колеса, рама причепа та інші складові.

У рамках створення моделі були визначені ключові механічні та кінематичні зв'язки між наступними частинами:

- зчіпним вузлом причепа та його рамою;
- кузовом автомобіля та елементами підвіски;
- підвіскою та колесами;
- колесами та дорожньою поверхнею.

На рис. 4.1 представлено створену багатотільну модель комбінації автомобіль–причіп.

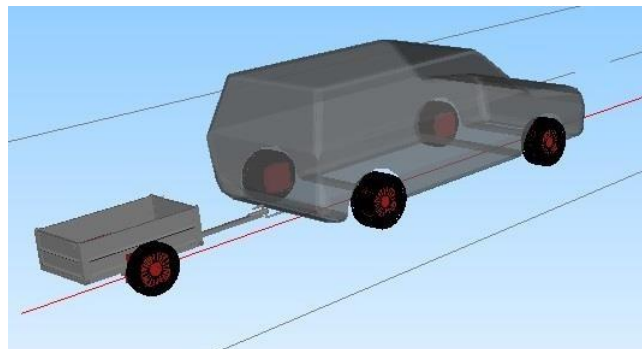


Рис. 4.1. Схема конфігурації транспортного засобу з причепом.

На рисунку 4.2 демонструються вибрані габарити комплексу автомобіль–причіп, тоді як ключові характеристики тягача представлені у таблиці 4.1.



Рис. 4.2. Вимірювання конструкції авто з причепом.

Таблиця 4.1. Параметри буксируючого транспортного засобу.

Параметр	Значення (мм)
Довжина	4,397
Висота	1,473
Ширина	1,735
Колісна база	2,515

Конструкція причепа має довжину 1,300 мм і ширину 1,000 мм. Під час дослідження аналізувалися різноманітні сценарії керування, зокрема зафіксовано значення загальних вертикальних і бокових сил. Окремо вивчалася поведінка транспортного засобу на криволінійних ділянках, коли на причіп завантажено 220 кг вантажу. Швидкість руху складу становила 55 км/год, при цьому вантаж міг бути розміщений на передній, задній частині причепа або за ним. [1]

Дослідження також оцінило максимальну швидкість безпечного проходження кривих автомобілем з причепом. Дорожній профіль, створений на основі досвіду науковців, не відтворював жодну реальну дорогу і був спроектований так, що міг порушити стабільність руху навіть в ідеальних умовах. Профіль дороги, представлений на горизонтальній площині, ілюструється на рисунках 4.3 та 4.4, де показано кривизни на відповідних ділянках. Використання програми Simpack для відображення траси демонструється на рисунку 4.5. Профіль модельованої дороги містить прямі ділянки довжиною 20 м і 10 м, правий поворот з радіусом 30 м, лівий поворот з радіусом 20 м, а в кінці послідовність з лівого та правого поворотів по 20 м кожен. рисунок 4.3 показує вид знизу на цей дорожній профіль.

Ключовим компонентом обчислювальних симуляцій руху транспортного засобу, а також комплексу автомобіль-причеп, є моделювання взаємодії шини з дорожнім покриттям. Для аналізу доступні численні моделі цієї взаємодії, які

також інтегровані в програмне забезпечення Simpack. У проведеному дослідженні застосовано модель взаємодії Пайєцка, параметри якої налаштовані через текстовий файл у спеціальному вікні конфігурацій.

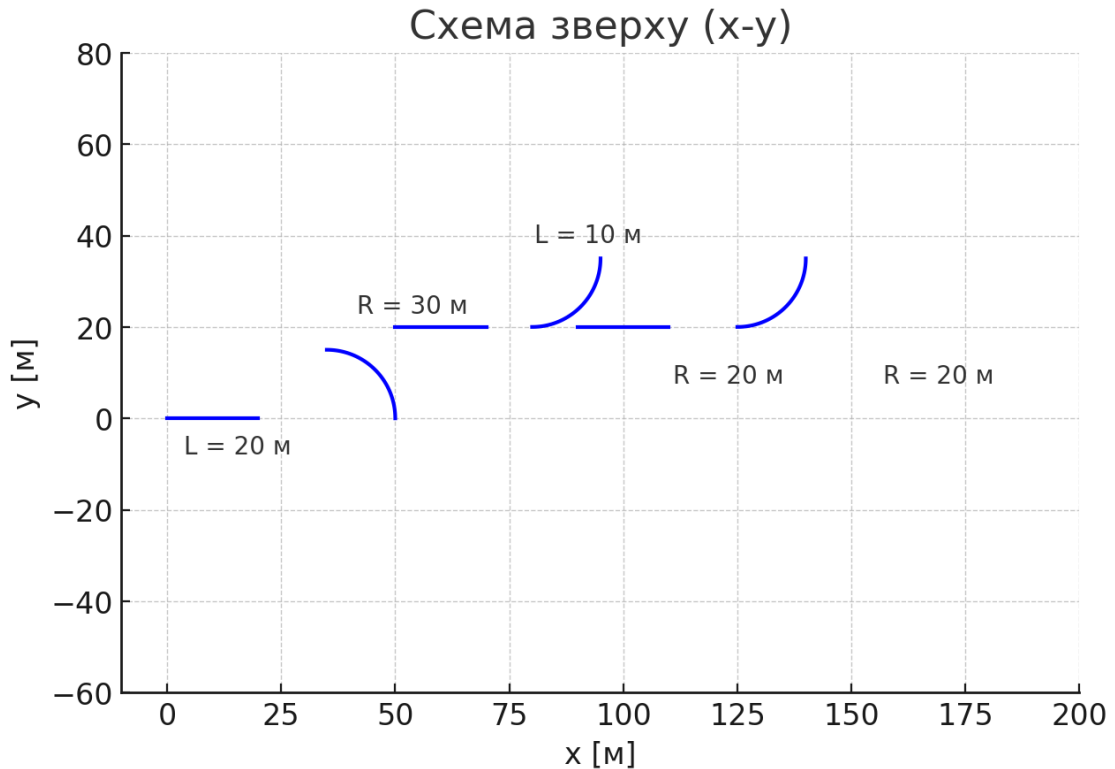


Рис. 4. 3. Структура траси зображена у площині XY.

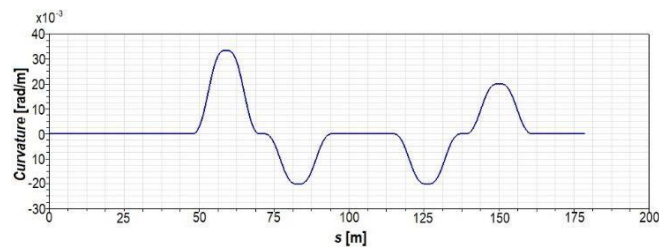


Рис. 4.4. Радіус вигину розробленої дорожньої ділянки.

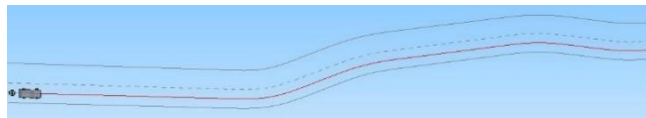


Рис. 4.5. Дорога для випробувань у програмі Simpack.

Модель взаємодії шина-дорога, що була визначена, охоплює такі аспекти, як розміри шин, вертикальна та бічна жорсткість шин, коефіцієнти демпфінгу, коефіцієнти адгезії дорожньої поверхні тощо. У моделі транспортного складу автомобіль-причеп використовувалися три відмінні моделі шина-дорога: для передніх коліс автомобіля, задніх коліс автомобіля та коліс причепа. Модель шин причепа різко контрастувала з моделями шин автомобіля, тоді як моделі шин передніх та задніх коліс відрізнялись лише незначними відмінностями в

показниках жорсткості та коефіцієнтах демпфінгу, що обумовлено різницею в тиску повітря в шинах. Коефіцієнт тертя для всіх моделей шина-дорога було встановлено на рівні 0.75.

Розташування центру ваги вантажу в передній частині причепа. В причеп було завантажено вантаж масою 220 кг. Порожня маса самого причепа дорівнює 180 кг, а вага разом із вантажем складає 400 кг. Швидкість руху комплексу автомобіль та причіп була зафіксована на позначці 55 км/год. Вантаж розміщено на передньому кінці причепа. Проведено аналіз порівняльного характеру дійсної роботи комбінації автомобіль–причіп у натуральних умовах з результатами, отриманими за допомогою моделі MBS, що використовувалася у цьому дослідженні, згідно з даними, представленими на рисунках 4.6 та 4.7.



Рис. 4.6. Зображення реальної конфігурації автомобіля з причепом, у якому вантаж розташовано спереду.

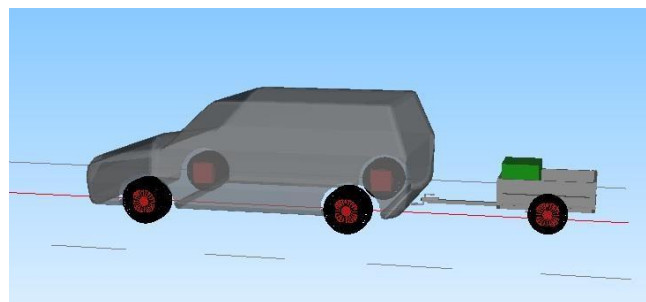


Рис. 4.7. Симуляція за допомогою MBS для автомобіля з причепом, де вантаж знаходиться у передній частині.

У цьому контексті, для визначення ідеального місця розміщення вантажу в причепі, спершу потрібно встановити максимальне навантаження, яке може витримати куля трейлерного зчеплення автомобіля. Для вибраної моделі автомобіля встановлено, що максимальне вертикальне навантаження становить 75 кг, що в силовому виразі дорівнює 735,75 Н, з урахуванням прискорення гравітації $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Конструктивно центр ваги причепа знаходиться на 115

мм перед віссю (у напрямку руху). Враховуючи габарити причепа та автомобіль-причіп (згідно рис. 4.2), для нашого випадку з вантажем 220 кг максимально можлива відстань для розташування центру ваги становить 471,82 мм перед оссю причепа. Внутрішній простір кузова причепа і розміри вантажу дозволяють розмістити вантаж таким чином, щоб центр ваги причепа знаходився на 400 мм перед віссю. Це представлено на рис. 4.6 та 4.7. Таким чином, перевищення допустимого навантаження на куля зчеплення, що становить 735,75 Н, не відбувається. Результати аналізу вертикальних сил на колесі з лівого боку причепа (представлені на рис.4.8) показують, що автомобіль з причепом зміг безпечно проїхати поворот. Крім того, встановлено, що максимальна безпечна швидкість для даної конфігурації на цьому повороті становить 60,5 км/год. Швидкість 61 км/год призводить до втрати контакту колеса з дорогою та заносу. Порівняння вертикальних сил на колесі причепа при двох різних швидкостях наведено на рис. 4.9.



Рис. 4.8. Діаграма сумарної вертикальної сили на колесо причепа.

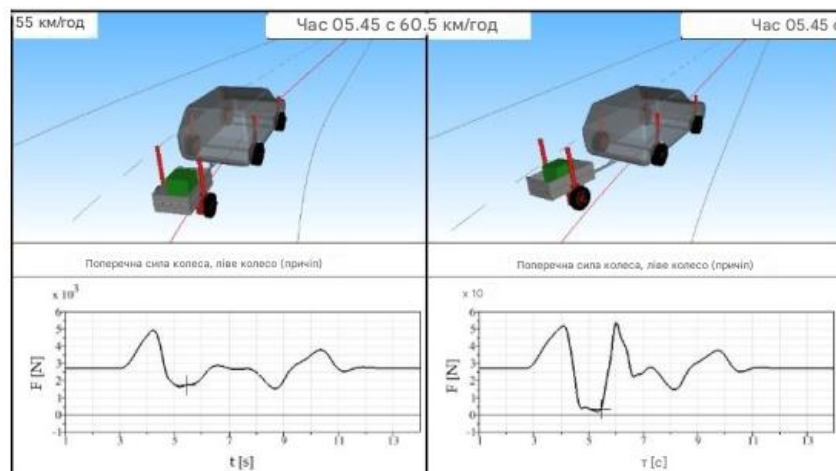


Рис. 4.9. Аналіз різниці у поведінці при швидкостях 55 км/год і 60,5 км/год. (для лівого колеса), з вантажем розташованим у передній частині причепа.

Розміщення центру ваги вантажу у задній частині трейлера. У контексті аналізу характеристик керованості комбінації автомобіль-трейлер, де вантаж розміщено в задній частині, обраний вантаж мав загальну масу 220 кг, а швидкість руху залишилася сталою на рівні 55 км/год. Дослідження проводилося на тій же дорозі та з тими ж радіусами поворотів. Рисунки 4.10 та 4.11 демонструють порівняння між реальною комбінацією автомобіль-трейлер і моделлю MBS з вантажем, що знаходиться у задній частині.



Рис. 4.10. Автентична комбінація автомобіль-трейлер з вантажем у задній частині.

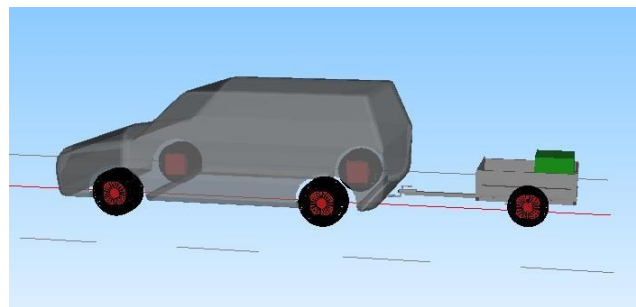


Рис. 4.11. Модель MBS автомобіль-трейлер з вантажем у задній частині.

На підставі аналізу параметрів встановлено, що комбінація здатна безпечно проходити повороти. Трейлер зазнавав помірних горизонтальних коливань; проте, після виходу з повороту стабілізація руху комбінації була досягнута. Взаємодія загальної вертикальної сили між колесом трейлера та дорожнім покриттям представлена на рис. 4.12.

Це ситуація перевезення великогабаритних вантажів, коли водій використовує причіп для транспортування довгих об'єктів, наприклад, дерев'яних брусів, металевих листів чи стрижнів та інших аналогічних матеріалів. У такому разі центр ваги цих вантажів зазвичай знаходиться поза межами причепа, як це показано на рисунку 4.13. На рисунку 4.14 представлено багатотілову модель комбінації автомобіль-причіп із вантажем, що розташований поза межами причепа.

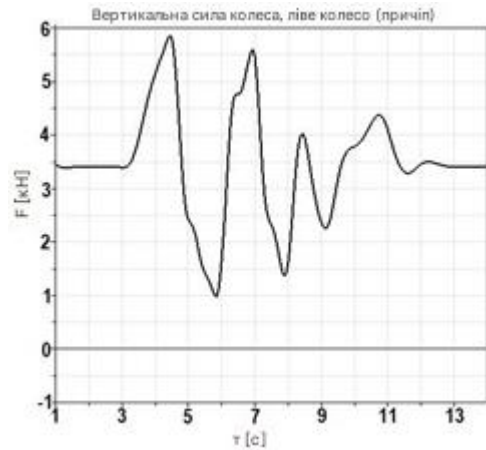


Рис. 4.12. Діаграма загальної вертикальної сили колеса трейлера з вантажем, що знаходиться у задній частині.



Рис. 4.13. Автентична комбінація автомобіль-причіп із центром ваги вантажу, що розташований за межами причепа.

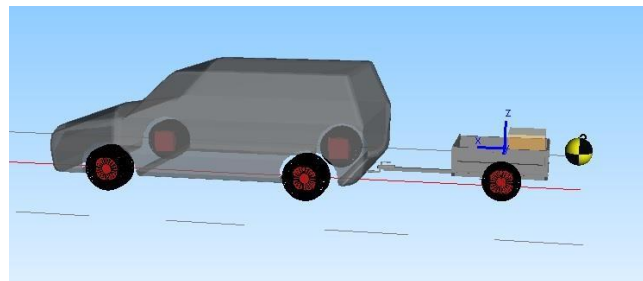


Рис. 4.14. Модель MBS комбінації автомобіль-причіп з центром ваги вантажу, що розташований за межами причепа.

Параметри вантажу та вхідні дані для симуляції залишаються незмінними: загальна вага (сума ваги спорядженого та вантажу) становить 220 кг, а швидкість руху встановлена на рівні 55 км/год. Центр ваги вантажу за межами причепа позначено чорно-жовтою кулею (рис. 4.14). Було перевірено проходження комбінації автомобіль-причіп тим самим маршрутом, що й у попередніх випадках. Комбінація не змогла успішно проїхати повороти. Під час проходження першого повороту стався занос, і комбінація виїхала з дороги (рис. 4.15). На рисунку 4.15 представлено графік загальної вертикальної сили на лівому колесі причепа. Як видно, вертикальна сила колеса у часовому проміжку

6.5–8 секунд дорівнює нулю, що свідчить про відсутність бічної сили, що призводить до з'їзду причепа на бік. На рисунку 4.16 показано графік бічної сили лівого заднього колеса автомобіля, що демонструє коливання задньої частини автомобіля навколо середнього значення. Це свідчить про неконтрольований рух задньої частини автомобіля. Враховуючи зазначені параметри (габарити причепа, розміри вантажу, допустиме навантаження кульового шарніра та масу вантажу), рекомендується використання позиції вантажу.

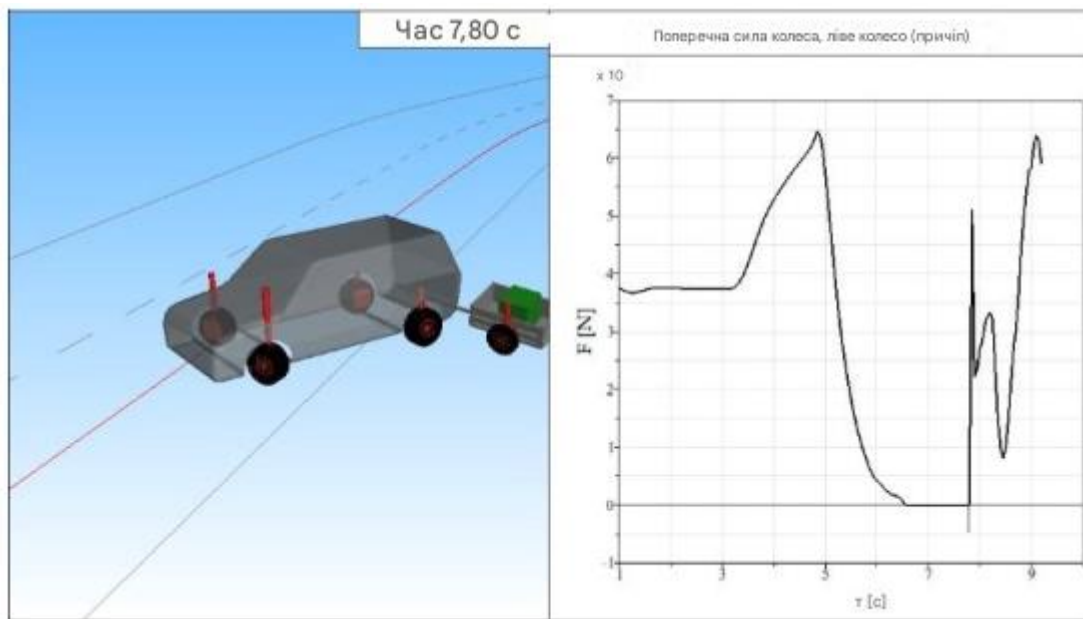


Рис. 4.15. Діаграма сили на лівому колесі причепа.

Наступні дослідження у цій області будуть спрямовані на проведення симуляцій для комбінацій автомобілів і причепів з різними характеристиками, а саме для транспортних засобів та причепів різних типів. Окрім того, існує можливість вдосконалення багатотілових моделей шляхом інтеграції гнучких елементів. Такі моделі більш адекватно відтворюють деякі структурні особливості як автомобілів, так і причепів.

Зрозуміло, що отримані результати базуються на симуляційних обчисленнях. Аби підтвердити достовірність таких обчислень, вони мають бути верифіковані шляхом порівняння з даними експериментальних тестів [9, 29]. Такі тести можуть бути здійснені за допомогою реальної комбінації автомобіль-причіп або, як альтернатива, з використанням моделі у зменшеному масштабі [41].

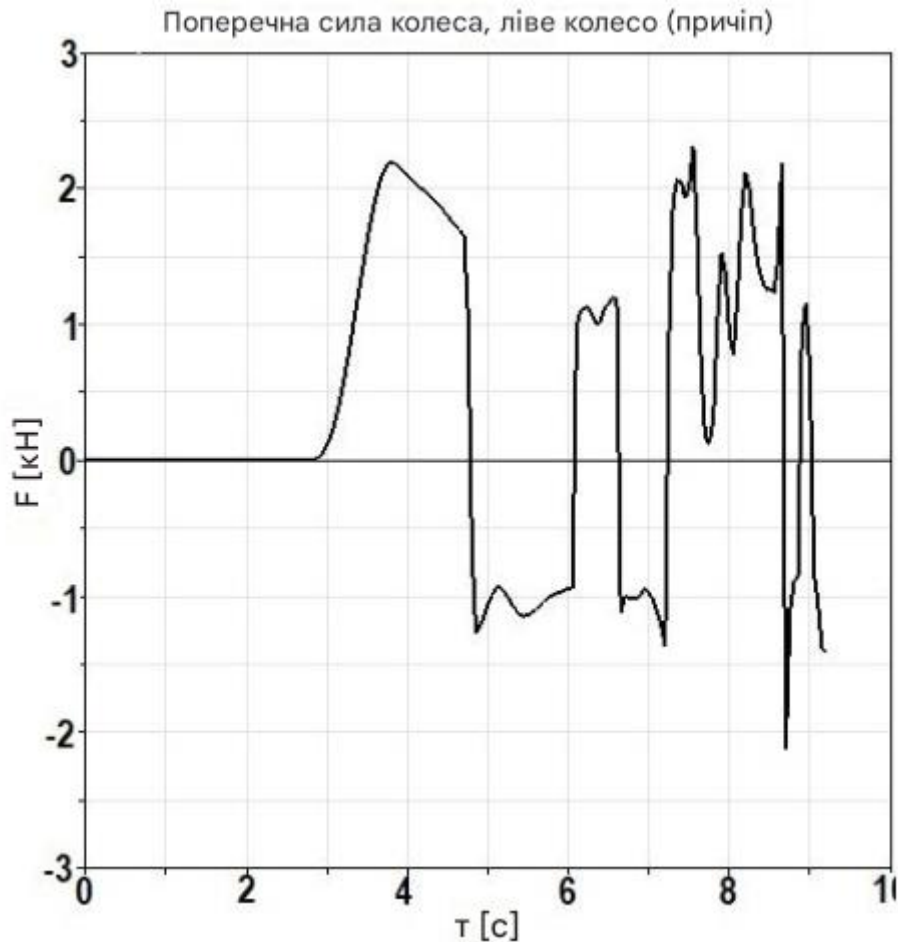


Рис. 4.16. Діаграма бічної сили на колесі причепа, коли центр ваги вантажу знаходиться позаду.

Обидва ці підходи мають свої переваги та недоліки, залежно від контексту. Хоча випробування з реальними транспортними засобами надають безпосередні результати, дані, отримані в ході тестування з використанням моделі у зменшеному масштабі, потребують спеціального процесу перетворення для подальшого порівняння з параметрами реальних транспортних засобів. З огляду на безпеку та економічні витрати, масштабні моделі є більш вигідними, оскільки для проведення експериментів із справжніми автомобілями необхідна складна інфраструктура (дорога без публічного руху, автомобіль та причіп з системами безпеки у разі аварії тощо).

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Вимоги безпеки до виробничих і допоміжних приміщень

Виробничі приміщення для виконання зварювальних робіт повинні відповідати вимогам діючих будівельних норм та правил, санітарних норм проектування промислових підприємств та правил облаштування електроустановок.



Рис. 5.1. Попереджувальні плакати від ураження працівників струмом:
а - застережні; б - заборонні; в - дозвільні; г – нагаду вальні.



Рис. 5.2. Знаки безпеки:

а - застережні; б - заборонні; в - дозвільні; г – нагаду вальні.

Стіни та обладнання цехів (дільниць) зварювання необхідно фарбувати в сірий, жовтий або блакитний колір з дифузним (розсіяним) відбиванням світла.

Відстань між обладнанням, від обладнання до стін та колон приміщення, а також ширина проходів та проїздів повинні відповідати діючим будівельним нормам технологічного проектування зварювальних цехів.

Ширина проходів з кожного боку робочого столу та стелажу повинна бути не меншою 1 м.

Підлога виробничих приміщень для виконання зварювання повинна бути неспалимою, мати низьку теплопровідність, рівну, не слизьку поверхню, зручну для очищення, а також задовольняти санітарно-гігієнічним вимогам у відповідності з діючими будівельними нормами та правилами.

Виробничі приміщення повинні бути обладнані загальнообмінною припливно-витяжною вентиляцією, яка відповідає, а також вимогам до систем опалювання та кондиціювання повітря. Повітрообмін слід розраховувати на розбавлення шкідливих речовин, які не вловлені пилогазовловлюючими пристроями до рівнів ГДК у відповідності зі стандартами].

Роздачу припливного повітря слід здійснювати в робочу зону похилими струменями у напрямі робочої зони. Можливе використання зосередженої подачі за допомогою регульовальних повітророзподілювачів.

У складально-зварювальних цехах слід передбачати повітряне опалення, сполучене з припливною вентиляцією. Додатково, в разі необхідності, слід використовувати повітряно-опалювальні агрегати.

При інтенсивності теплового випромінювання працюючих, яка перевищує санітарні норми мікроклімату виробничих та допоміжних приміщень, затверджених Міністерством охорони здоров'я України, слід передбачати спеціальні засоби захисту (екранування джерела, повітряне душення, засоби індивідуального захисту тощо).

Природне та штучне освітлення цехів, площадок та робочих місць повинно бути організоване.

Освітлення при виконанні зварювання всередині замкнених та важкодоступних середовищ (котлів, цистерн, баків) повинно здійснюватися

зовнішнім освітленням світильниками направленої дії або місцевим освітленням ручними переносними світильниками з напругою, що не перевищує 12 В. При цьому освітленість робочої зони повинна бути не меншою 30 лк.

Робоче місце на поточно-механізованій чи конвеєрній складально-зварювальній лінії повинне бути обладнане кріслом згідно або сидіннями зі спинкою, виготовленими з нетеплопровідного матеріалу.

Робота в замкнених чи обмежених просторах виконується зварювальником під контролем спостерігаючої особи, яка має кваліфікаційну групу з техніки безпеки II і вище та повинна знаходитися ззовні. Зварювальник повинен мати запобіжний пояс з канатом, кінець якого тримає спостерігаючий працівник.

Робочі місця, розташовані на висоті понад 1,3 м над рівнем землі або щільного перекриття, повинні бути обладнані огорожами у відповідності з висотою не нижче 1,1 м, які складаються з поручня, одного проміжного елемента та бортової дошки шириною не вужчою 0,15 м. При виконанні зварювальних робіт на висоті понад 5 м повинні влаштовуватися ліси (площадки) з неспалимих матеріалів у відповідності з вимогами.

За відсутності лісів (площадок) електрозварювальники повинні користуватися запобіжними поясами та вогнестійкими страхувальними фалами з карабінами. Окрім того, вони повинні також користуватися спеціальними сумками для інструменту та збирання недопалків електродів.

При встановленні однопостового джерела живлення біля стіни відстань від стіни до джерела повинна бути не меншою 0,5 м.

Допуск до виконання зварювальних робіт повинен здійснюватися після ознайомлення з технічною документацією (проектом виконання робіт) та проведення інструктажу з експлуатації обладнання та охорони праці.

5.2 Надзвичайні ситуації та причини їх виникнення

Надзвичайна ситуація (НС) - порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об'єкті, спричинене аварією,

катастрофою, стихійним лихом або іншою небезпечною подією, яке призвело (або може призвести) до неможливості проживання населення на території чи об'єкті, ведення там господарської діяльності, може викликати загибель людей та (або) призвести до значних матеріальних втрат.

Метою класифікації НС є створення ефективного механізму оцінки події, що сталася або може статися у прогнозований термін, та визначення ступеня реагування на відповідному рівні управління.

Завдяки класифікації НС здійснюється:

забезпечення організації взаємодії центральних і місцевих органів виконавчої влади, підприємств, установ та організацій у процесі вирішення питань, пов'язаних з НС та ліквідацією їх наслідків;

ведення державної статистики;

машинне оброблення інформації в автоматизованих системах управління економікою держави, забезпечення інформаційної сумісності задач органів різних рівнів управління.

Загальними ознаками НС є:

наявність або загроза загибелі людей чи значне погіршення умов їх життєдіяльності;

заподіяння економічних збитків;

суттєве погіршення екологічної рівноваги;

істотне погіршення стану довкілля.

До причин, які спричиняють надзвичайні ситуації, належать:

стихійні явища, особливо небезпечні інфекції;

вплив зовнішніх природних чинників, які призводять до старіння або корозії матеріалів конструкцій, споруд, зниження їх фізико-механічних показників;

проектно-виробничі дефекти споруд (помилки під час проведення пошукових робіт та проектування, неякісне виконання будівельних робіт, низька якість будівельних матеріалів та конструкцій, порушення технології виготовлення та будівництва);

дія технологічних процесів промислового виробництва на матеріали споруд (навантаження, швидкість, високі температури, вібрації, дія окиснювачів);

порушення правил експлуатації споруд та технологічних процесів (вибухи котлів, хімічних речовин, вугільного пилу та метану в шахтах тощо);

порушення правил техніки безпеки під час проведення робіт та технологічних процесів;

помилки, пов'язані з системою відбору керівних кадрів, низьким рівнем фахової підготовки працівників і спеціалістів, їх некомпетентністю, недосконалістю законодавчої бази та її застосування;

інші причини або непередбачені взаємодії ряду причин. Прийнято класифікувати надзвичайні ситуації за такими ознаками: у сфері виникнення (за походженням), за масштабом можливих наслідків, за галузевою ознакою (за типом).

Класифікація надзвичайних ситуацій на території України за походженням здійснюється відповідно до:

Державного класифікатора надзвичайних ситуацій, затвердженого наказом Держстандарту України від 19 листопада 2001 р., ДК 019-2001 (класифікація за походженням);

Класифікаційних ознак НС, затверджених наказом МНС України від 22 квітня 2003 р. № 119 (класифікація за ознаками);

Положення про класифікацію надзвичайних ситуацій, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 24 березня 2004 р. № 368 (класифікація за рівнем).

За першою ознакою (“у сфері виникнення”) надзвичайні ситуації розподіляються за характером виникнення на: природні, техногенні, соціально-політичні і воєнні.

Природна надзвичайна ситуація - обстановка на визначеній території або акваторії, що склалася у разі виникнення джерела природної надзвичайної ситуації, яка може потягти або потягла людські жертви, нанести шкоду здоров'ю людей і довкіллю, а також привести до значних матеріальних втрат і порушення життєдіяльності людей. [20]

Джерело природної надзвичайної ситуації - небезпечне природне явище або процес, внаслідок якого на визначеній території або акваторії виникла або може виникнути надзвичайна ситуація.

Природні надзвичайні ситуації класифікуються за видами можливих природних явищ, що призводять до їх виникнення: небезпечні геологічні та геофізичні, метеорологічні, гідрологічні морські та прісноводні явища, деградація ґрунтів чи надр, природні пожежі, зміна стану повітряного басейну, інфекційна захворюваність людей, сільськогосподарських тварин, масове ураження сільськогосподарських рослин хворобами і збудниками, зміна стану водних ресурсів і біосфери тощо.

Техногенна надзвичайна ситуація - стан, при якому внаслідок виникнення джерела техногенної надзвичайної ситуації на об'єкті господарювання (ОГ), визначеній території або акваторії порушуються нормальні умови життя і діяльності людей, виникає загроза їх життю і здоров'ю, наноситься шкода майну населення, економіці і довкіллю.

Джерело техногенної надзвичайної ситуації - небезпечна техногенна подія, внаслідок чого на об'єкті, визначеній території або акваторії виникла техногенна надзвичайна ситуація.

Надзвичайні ситуації техногенного характеру за характеристиками явищ, що визначають особливості дії факторів ураження на людей, навколишнє природне середовище та суб'єкти господарської діяльності, поділяються на аварії (катастрофи), які супроводжуються викидами (виливами) небезпечних речовин, пожежами, вибухами, затопленнями, аваріями на інженерних мережах і системах життєзабезпечення, руйнуваннями будівель і споруд, аваріями транспортних засобів.

Аварія - небезпечна подія техногенного характеру, що створює на об'єкті, території або акваторії загрозу для життя і здоров'я людей та призводить до руйнування будівель, споруд, обладнання і транспортних засобів чи завдає шкоди довкіллю.

Катастрофа - велика за масштабом аварія чи інша подія, що призводить до тяжких, трагічних наслідків.

Аварії (катастрофи), що пов'язані з викидом небезпечних речовин, додатково поділяються на радіаційні, хімічні, біологічні і, крім цього, ще за видами розповсюдження речовин в навколишньому природному середовищі.

Надзвичайні ситуації соціально-політичного характеру, які пов'язані з протиправними діями терористичного і антиконституційного, поділяються на наступні: здійснення або реальна загроза терористичного акту (збройний напад, захоплення і утримання важливих об'єктів, ядерних установок і матеріалів, систем зв'язку та телекомунікації, напад чи замах на екіпаж повітряного чи морського судна), викрадення (спроба викрадення) чи знищення суден, захоплення заручників, встановлення вибухових пристроїв у громадських місцях, викрадення або захоплення зброї, виявлення застарілих боєприпасів тощо.

Надзвичайні ситуації воєнного характеру пов'язані з наслідками застосування зброї масового ураження або звичайних засобів ураження, під час яких виникають вторинні фактори ураження населення внаслідок зруйнування атомних і гідроелектричних станцій, складів і сховищ радіоактивних та токсичних речовин, відходів, нафтопродуктів, вибухівки, транспортних та інженерних комунікацій тощо.

“За галузевою ознакою” надзвичайні ситуації поділяються на НС, які можуть бути: на будівництві, на виробництві, в житловій, комунальній і побутовій сферах обслуговування населення, на транспорті, в сільському господарстві, в лісному господарстві.

Надзвичайні ситуації на транспорті додатково поділяються в залежності від виду транспорту. Розрізняють НС на повітряному, водному, наземному і підземному транспортах.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Робота структурована та охоплює ключові аспекти проектування, виробництва, дослідження й забезпечення безпеки, що свідчить про її комплексний характер і відповідність вимогам магістерської кваліфікаційної роботи.

Детальний опис ключового компоненту свідчить про глибоке розуміння технічних аспектів, що є важливим для подальшого проектування.

Описано виробничого процесу відображає знання технології виготовлення та її особливостей, що підтверджує практичну спрямованість роботи. Включення цього розділу свідчить про розуміння процесу монтажу та інтеграції компонентів, що є важливим для створення цілісної конструкції.

Параметри, що впливають на проектування, формують основу для технічних розрахунків. Докладний опис проектних рішень демонструє вміння використовувати сучасні підходи в розробці конструкцій. Цей розділ є показником інноваційного підходу, спрямованого на поліпшення характеристик конструкції. Розрахунки на міцність підтверджують надійність і довговічність розробленої конструкції.

Науково-дослідний розділ демонструє навички використання сучасного програмного забезпечення для моделювання і аналізу динаміки системи. Врахування різних положень вантажу відображає увагу до реальних експлуатаційних умов.

Робота є структурованою, логічно побудованою і комплексною. У ній гармонійно поєднані теоретичні знання, практичні навички та дослідницькі підходи. Виконано детальний аналіз компонентів, спроектовано й обґрунтовано ключові технічні рішення, враховано питання безпеки та охорони праці. Це свідчить про високий рівень підготовки автора та відповідає вимогам, що висуваються до кваліфікаційних робіт магістра.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. 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.
2. Технічний контроль стану дорожніх машин / Малишев В., Кущевська Н., Петренко Т, Докуніхін В. - Університет "Україна", 2022. 252 с.
3. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с.
4. INVESTIGATION OF DRIVING STABILITY OF A VEHICLE–TRAILER COMBINATION DEPENDING ON THE LOAD’S POSITION WITHIN THE TRAILER Ján DIŽO* , Miroslav BLATNICKÝ* , Paweł DROŻDZIEL** Rafał MELNIK*** , Jacek CABAN** , Adam KAFRIK*
5. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с.
6. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
7. 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).
8. 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 Mechanical Engineering Open Access Volume 17, Issue 1, 1 January 2020, Pages 7749-7757 <https://www.scopus>.
9. 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>.

10. 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.

11. 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.

12. 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.

13. 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>

14. 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.

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

16. 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.

17. Lyashuk, O., Levkovych, M., Vovk, Y., Gevko, I., Stashkiv, M., Slobodian, L., Pyndus, Y. The study of stress-strain state elements of the truck semi-trailer body bottom. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2023, 118, 161-172. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.11>. (Scopus).

18. 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.

19. В.В. Аулін, О.Л. Ляшук, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Міронов, Л.М. Слободян, Р.М. Рогатинський Оптимальний комплекс операцій технічного обслуговування і ремонту для підвищення надійності вузлів, систем та агрегатів мобільних машин Збірник наукових праць. Центральнoукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.

20. 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.