

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технологічного процесу ремонту ступичного вузла  
автомобіля Renault Duster з обґрунтуванням конструкції маточини колеса

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМ-61  
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Василь БЛАКИТА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Максим ІВАНУНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Роман

РОГАТИНСЬКИЙ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Роман ХОРОШУН

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

(підпис)

Олег ЦЬОНЬ

(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 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 Блакиті Василю Петровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster з обґрунтуванням конструкції маточини колеса

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 Базовий технологічний процес ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster

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)  
Перелік складальних операцій – 2А1.

Аналіз прикладених навантажень і теоретичні та математичні моделі – 2А1.

Метод скінчених елементів і оптимізація – 2А1.

## 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                         | 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)

Блакита Василь Петрович

(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 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 Івануно Максиму Васильовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технологічного процесу ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster з обґрунтуванням конструкції маточини колеса

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 Базовий технологічний процес ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster

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)

Метод скінчених елементів і оптимізація – 3А1.

Результати та аналіз перепроєктованої ступиці колеса – 2А1.

Детальні маси - існуючі, удосконалені та повністю перероблені ступиці  
колес – 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 10.11.2023р.

## 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)

Іванунь Максим Васильович

---

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

---

(підпис)

Рогатинський Роман Михайлович.

---

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Удосконалення технологічного процесу ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster з обґрунтуванням конструкції маточини колеса».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра доктор технічних наук, професор Рогатинський Роман Михайлович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 120 сторінки формату А4 та 12 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: якість, відновлення, конструкція, заміна, обґрунтування.

## ЗМІСТ

|                                                                                           |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Вступ.....</b>                                                                         | <b>9</b>  |
| <b>1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....</b>                                                   | <b>11</b> |
| 1.1 Функціональне призначення ступичного вузла.....                                       | 11        |
| 1.2 Компоненти ступичного вузла.....                                                      | 12        |
| 1.3 Еволюція конструкції ступичного вузла.....                                            | 13        |
| 1.4 Обрання та обґрунтування конструкції.....                                             | 17        |
| 1.5 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....                | 18        |
| <b>2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....</b>                                                        | <b>19</b> |
| 2.1 Вибір організаційної форми складання.....                                             | 19        |
| 2.2 Розробка списку складальних операцій.....                                             | 19        |
| 2.3 Визначення трудомісткості складання.....                                              | 23        |
| 2.4 Процес технологічного складання переднього гальма разом із<br>поворотним кулаком..... | 23        |
| 2.5 Оцінка довговічності ступичного вузла.....                                            | 25        |
| 2.5.1 Початкові параметри для розрахунку.....                                             | 25        |
| 2.5.2 Характеристики підшипника.....                                                      | 27        |
| 2.5.3 Визначення коефіцієнта $f_c$ .....                                                  | 27        |
| 2.6 Сили, що впливають на колесо.....                                                     | 28        |
| 2.7 Впливи, що діють на підшипник.....                                                    | 32        |
| 2.8 Осьові реакції підшипника.....                                                        | 39        |
| 2.9 Розрахунок еквівалентних динамічних навантажень на підшипник.....                     | 41        |
| 2.10 Розрахунок універсальних динамічних навантажень на підшипник.....                    | 42        |
| 2.11 Аналіз ресурсу підшипника.....                                                       | 43        |
| <b>3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....</b>                                                     | <b>44</b> |
| 3.1 Технічне завдання.....                                                                | 44        |
| 3.2 Технічне пропозиції.....                                                              | 45        |
| 3.3 Початковий проєктний розрахунок.....                                                  | 50        |
| 3.4 Розрахунки ключових елементів конструкції.....                                        | 51        |
| <b>4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....</b>                                                    | <b>56</b> |
| 4.1 Аналіз порівняльних конструкцій методологія та підхід.....                            | 56        |

|                                                                                  |            |
|----------------------------------------------------------------------------------|------------|
|                                                                                  | 8          |
| 4.2 Вибір концепцій для досягнення поставленої мети.....                         | 58         |
| 4.3 Поняття пружних і незпружених мас.....                                       | 60         |
| 4.4 Теоретичні та математичні моделі.....                                        | 61         |
| 4.5 Аналіз прикладених навантажень.....                                          | 64         |
| 4.6 Коефіцієнт запасу міцності.....                                              | 76         |
| 4.7 Метод скінченних елементів і оптимізація.....                                | 78         |
| 4.8 Результати та аналіз перепроєктованої ступиці колеса.....                    | 95         |
| <b>5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....</b>                  | <b>106</b> |
| 5.1 Вимоги безпеки під час проведення технічного обслуговування автомобілів..... | 106        |
| 5.2 Аналіз стихійних сил природи.....                                            | 110        |
| <b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>                                                    | <b>116</b> |
| <b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>                                                     | <b>118</b> |
| <b>ДОДАТКИ</b>                                                                   |            |



## ВСТУП

Процес удосконалення технічного обслуговування та ремонту автомобіля Renault Duster є вкрай важливим через його специфічні конструктивні особливості та високі вимоги до надійності. Ступичний вузол, зокрема, вимагає детального аналізу потенційних місць зносу та втрати матеріалу, оскільки будь-які недоліки можуть значно вплинути на загальну безпеку автомобіля. З цієї причини актуальним є впровадження передових технологій діагностики, використання якісних матеріалів та точних інструментів при ремонті.

В контексті даної роботи, зокрема розглядається можливість розробки та обґрунтування нової конструкції маточини колеса, яка б могла краще протистояти динамічним навантаженням та забезпечувати довговічність у найскладніших умовах експлуатації. Оновлення конструкції включає розробку нових геометричних параметрів, вибір оптимальних матеріалів та застосування сучасних технологій обробки поверхонь, що значно підвищує загальну ефективність і надійність ступичного вузла.

Таким чином, дослідження, проведене в рамках цієї кваліфікаційної роботи, спрямоване на забезпечення не тільки теоретичного обґрунтування нових технічних рішень, але й їх практичне впровадження, що може слугувати прикладом для майбутніх поколінь інженерів в автомобільній промисловості.

Ця магістерська робота спрямована на удосконалення технологічного процесу ремонту ступичного вузла автомобіля Renault Duster. Основною метою є аналіз існуючих методів ремонту, виявлення їх недоліків та розробка більш ефективних технічних рішень, що дозволять підвищити надійність і тривалість експлуатації ступичного вузла. Окрім того, важливою частиною роботи є обґрунтування конструкції маточини колеса, що враховує специфічні умови експлуатації автомобіля, його навантаження та вплив дорожнього покриття.

Розробка вдосконаленого процесу ремонту ступичного вузла та оптимізація конструкції маточини колеса мають велике значення не тільки для покращення характеристик Renault Duster, але й для забезпечення більшої безпеки водіїв та пасажирів. Виконання даної роботи передбачає комплексний

аналіз наявних даних, експериментальні дослідження та практичні аспекти застосування нових рішень у ремонті автомобільної техніки.

Ця магістерська робота має на меті не тільки наукове дослідження, але й реальне застосування розроблених методик, що може бути використано сервісними станціями та автовиробниками для підвищення ефективності ремонтних робіт і забезпечення високого рівня безпеки автомобілів.

## 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 1.1 Функціональне призначення ступичного вузла

Ступичний вузол виступає ключовою структурною складовою системи підвіски автомобіля, забезпечуючи утримання і кріплення колеса до транспортного засобу, а також забезпечує його вільне обертання, що дозволяє ефективно передавати крутний момент від двигуна та забезпечує надійне керування автомобілем. Завдяки своїй значущості у підвісці, ступичний вузол також має важливе значення для гальмівної системи та механізму керування. Ефективна робота цього вузла гарантує коректне та м'яке обертання коліс, а також можливість проведення технічного обслуговування та ремонтних робіт окремих частин без необхідності заміни цілого вузла. В процесі експлуатації на ступичний вузол припадають суттєві навантаження, що піднімає питання про його довговічність та міцність, через що встановлюються строгі вимоги до його надійності.

Ступичні вузли автомобілів стикаються з численними викликами, спричиненими недосконалістю дорожнього покриття, раптовими маневрами, перешкодами на дорозі та нерівностями на поворотах, що змушує колісні підшипники витримувати значні навантаження. Також вага транспортного засобу додає додаткових випробувань, підсилюючи вплив на зазначені компоненти. В умовах сучасного автопрому, виробники намагаються зменшити загальну масу автомобіля через використання легших матеріалів, однак водночас підвищується затребуваність автомобілів з більшим рівнем комфорту і безпеки, що передбачає інсталяцію додаткових систем і пристроїв. Це призводить до зростання маси авто, збільшуючи навантаження на підшипники коліс. Окрім того, з підвищенням вимог до потужності двигунів, колісні підшипники повинні адаптуватися до вищих швидкостей, що виникають унаслідок модернізації двигунів.

Окрім факторів безпеки, комфорту та довговічності колісного підшипника, такі параметри як тертя та температура мають важливе значення

під час проєктування ступичних вузлів. Ось перелік основних вимог, які ставляться до конструкції ступичних вузлів:

- точність монтажу колеса;
- мінімізація тертя;
- зниження ваги для скорочення викидів CO<sub>2</sub>;
- підвищена міцність підшипників;
- зменшення маси непідвісних елементів для оптимізації динаміки водіння;
- абсорбція зовнішніх навантажень;
- забезпечення комфорту, зокрема через зниження рівня шуму;
- продовження терміну експлуатації;
- витривалість у високотемпературних умовах;
- антикорозійні властивості;
- зниження витрат на експлуатацію;
- спрощення процесів збірки та розбірки;
- екологічність конструкції.

Ці критерії допомагають виробникам досягати високих стандартів у розробці автомобільних компонентів, що сприяє підвищенню загальної якості транспортних засобів.

## **1.2 Компоненти ступичного вузла**

Ступиці коліс представляють собою литі або механічно оброблені металічні частини, що знаходяться між підвіскою та колесом автомобіля. Вони забезпечують з'єднання осі з колесом і можливість його плавного обертання завдяки підшипнику. Основні компоненти ступичного вузла включають приводний вал, підшипник, поворотний кулак, саму ступицю колеса та гайку для її кріплення. Приводний вал є осьовим валом, який проходить через колісні підшипники і сполучається із ступицею за допомогою шліцевого з'єднання.

Підшипник може бути кульковим чи роликовим, завдяки чому колеса автомобіля можуть гладко і рівномірно обертатися навколо власної осі. Поворотний кулак чи опора підшипника відіграє ключову роль у системі

підвіски або кермовому механізмі, забезпечуючи фіксацію підшипника колеса та ступиці. Ступиця колеса, що може бути виготовлена методом лиття або механічною обробкою з металу, містить колісні шпильки, встановлені методом пресування. Гайка кріплення ступиці - це спеціально розроблена гайка, що накручується на кінець валу для надійного закріплення ступиці та інших елементів вузла. Прекрасним прикладом такої конструкції може слугувати автомобіль Renault Duster, чия структура ступичного вузла ілюстрована на рисунку 1.1.

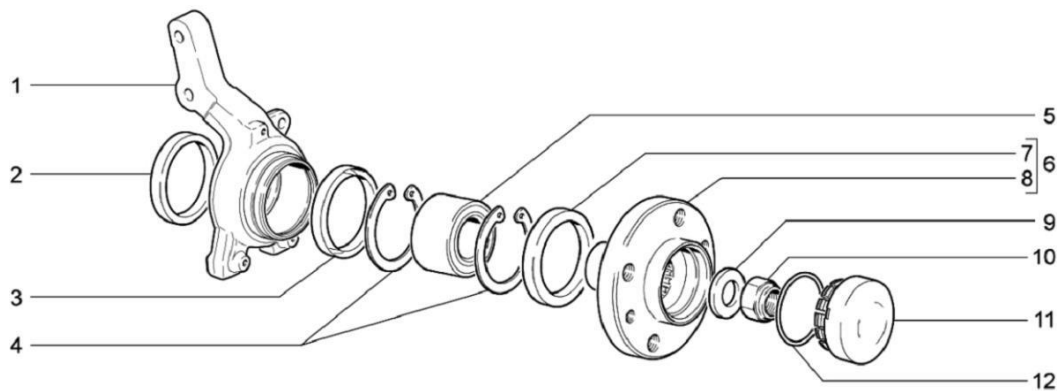


Рис. 1.1. Структура вузла колеса автомобіля:

1 – елемент керування поворотом; 2, 3 – кільця для захисту від бруду; 4 – фіксуюче кільце; 5 – вузловий підшипник; 6 – основа колеса; 7 – захисне кільце від забруднень; 8 – прокладка; 9 – кільце для герметизації; 10 – захисний ковпак колеса; 11 – монтажна гайка. [4]

### 1.3 Еволюція конструкції ступичного вузла

У динамічному світі технологій немає місця стагнації, а ступичний вузол автомобіля не є винятком, його дизайн регулярно оновлюється. Цей компонент критично важливий для автомобіля, адже він забезпечує вільне обертання коліс та відіграє ключову роль у забезпеченні безпеки та керованості транспортного засобу, тому інженери неухильно працюють над його вдосконаленням. Спершу автомобілі комплектувалися парою однорядних кулькових або роликових підшипників - це було перше покоління колісних підшипників. Вони монтувалися у корпус і змащувалися на весь термін служби, що стало великим кроком вперед порівняно з системами, що потребували регулярної заміни

змазки. Проте, цей метод має декілька суттєвих недоліків: – необхідність створення попереднього натягу при монтажі; – потреба у регулярній регулюванні; – складність встановлення; – потреба в додатковому змащенні та використанні ущільнень для захисту від води та бруду.

На ілюстрації 1.2 демонструються однорядні кулькові та роликові підшипники.



Рис.1.2. Однорядний кульковий та роликовий підшипник

Завершуючи XX століття, перше покоління колісних підшипників стало поступатися місцем другому поколінню: дворядним кульковим і роликовим підшипникам. Ці підшипники зберігали лаконічність попередників, однак істотно спрощували процес установки на автомобіль завдяки заздалегідь заданому натягу. Це також спрощувало обслуговування, оскільки необхідність у постійних налаштуваннях та додатковій змащенні відпала. На ілюстрації 1.3 демонструється дворядний кульковий підшипник.

Сучасне покоління підшипників ознаменувало істотний прогрес у розвитку. Знову ж таки, з використанням кулькових або конічних роликових підшипників, ці компоненти були оснащені інтегрованим колісним фланцем, який містить отвори для болтів, необхідних для приєднання до гальмівного диска чи ступиці. Такі нововведення дозволили зменшити габарити деталей та покращити точність їхнього центрування при монтажі. Компактна конструкція сприяє простоті установки підшипника на ось, спрощує технічне обслуговування та ремонт компонентів, а також налаштування попереднього натягу.



Рис.1.3. Дворядний кульковий підшипник.

Підшипникові вузли встановлюються з фіксованим внутрішнім зазором, постійною змазкою на весь період експлуатації та інтегрованими ущільненнями. Окрім того, існує модифікація 2.1 покоління, яка об'єднує економічність конструкцій першого покоління з перевагами фіксованих зазорів в інтегрованих вузлах ступиці, але з використанням стопорного кільця для фіксації зовнішнього кільця підшипника на своєму місці.

Підшипники нового покоління вносять радикальні зміни у концепцію інтеграції компонентів - це підшипники типу HUB 3 (HubUnitBearings). Інноваційність цих підшипників полягає в наявності інтегрованих фланців для гальмівного диска, колеса та поворотного кулака, що забезпечує надзвичайно високу точність у їхньому функціонуванні. Розробка таких підшипників спричинена потребою в оптимізації конструкції з мінімізацією тертя, що важливо для автовиробників у контексті підвищення паливної ефективності та інтеграції сенсорів швидкості обертання коліс. Проте, заміна таких підшипників є значно більш коштовною в порівнянні з підшипниками першого покоління, що становить значний фінансовий тягар для автовласників, стаючи суттєвим недоліком цієї технології. [8]

Останнім часом системи антиблокування гальм (ABS) стають все більш поширеними в автомобільній індустрії, включаючи використання у легкових авто та легких вантажівках. Система ABS контролює обертання коліс та активно втручається для зниження гальмівного навантаження на колеса, цим запобігаючи їх блокуванню. Блокування гальм може призвести до збільшення дистанції зупинки та втрати стабільності транспортного засобу, особливо під час руху. У звичайних системах ABS на кожне колесо встановлюється датчик,

який відповідає за фіксацію швидкості його обертання. Датчики використовують різноманітні технології для вимірювань, включно з оптичними датчиками на щілинних дисках, індуктивними датчиками, пристроями з ефектом Холла, та датчиками, що змінюють опір. Інформація від датчиків передається до комп'ютера ABS, який на основі цих даних регулює гальмівні сили.

Сучасні датчики зазвичай включають в себе елементи, такі як збуджувальні кільця, щілинні диски чи інші обертові компоненти, які взаємодіють з датчиком у відповідь на рух коліс. Особливо це актуально для датчиків, що використовують магнітну взаємодію між датчиком та збуджувальним кільцем, де критично важливо забезпечувати строго заданий зазор між обертовими частинами і самим датчиком під час обертання колеса. Багато конструкцій датчиків ABS потребують фінішного калібрування блоку датчиків після встановлення ступиці та колеса на автомобіль, що спричиняє високі витрати та трудомісткість. Однак, завдяки доопрацюванням, вузол ступиці з підшипниками та вбудованим датчиком ABS, який дозволяє точно встановлювати необхідний зазор між елементами, можна монтувати майже без додаткового регулювання після збірки.

На рисунку 1.4 представлено ступичний вузол HUB 3 з дворядним роликовим підшипником, що ілюструє передові підходи у конструкції сучасних автомобільних систем.

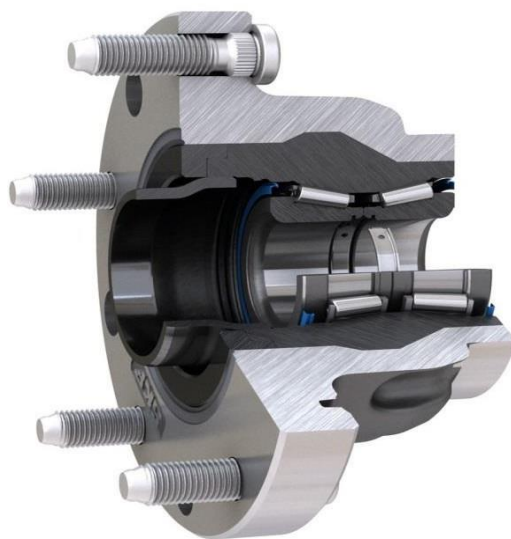


Рис.1.4. Ступичний вузол HUB 3 із дворядним роликовим підшипником.



## 1.4 Обрання та обґрунтування конструкції

На автомобілях Renault Duster застосовується ступичний вузол із парою однорядних конічних роликів підшипників, яка вже застаріла та потребує регулярного обслуговування та налаштувань, маючи обмежений термін служби. Поширене використання таких підшипників, що встановлюються з певним початковим навантаженням, наприклад конічних підшипників, часто доповнюється використанням комбінацій кулькових та роликів підшипників. В процесі монтажу осі транспортного засобу ці підшипники мають бути розміщені на осі чи рамі підвіски колеса у строго визначеному положенні. Цей процес вимагає особливої акуратності, адже будь-які пошкодження чи забруднення можуть суттєво скоротити термін їх служби. На жаль, умови встановлення не завжди ідеальні, тому висока якість монтажу не завжди гарантована. Також, для якісного монтажу потрібні спеціальні пристрої для створення початкового натягу, доступні виробникам, але не завжди доступні звичайним автовласникам чи сервісним майстерням. Через це існує високий ризик пошкодження підшипника при його неправильній установці. Наприклад, внутрішні кільця підшипників можуть бути розташовані на внутрішній втулці, яка на кінцях має упори для утримання внутрішніх кілець підшипників при первісному осьовому розтягуванні.

На автомобілях Renault Duster традиційно використовується ступичний вузол із парою однорядних конічних роликів підшипників. Ця конструкція, хоч і зарекомендувала себе з часом, потребує значних зусиль у плані обслуговування та регулювання, а також має обмежений ресурс служби. Підшипники, що застосовуються у цій конструкції, зазвичай встановлюються з певним початковим навантаженням. Це може бути, наприклад, конічний підшипник. Проте, існують альтернативи, як-от комбіновані кулькові та роликові підшипники. Під час збірки осі транспортного засобу необхідно точно розмістити підшипники на осі чи рамі підвіски колеса. Точність установки критична, адже будь-які пошкодження або забруднення можуть істотно скоротити ефективний термін служби підшипників. Крім того, специфічні умови монтажу не завжди забезпечують оптимальний результат, що ускладнює

гарантію якості встановлення. Особливість цієї роботи вимагає застосування спеціалізованого обладнання для створення початкового натягу, доступного виробникам, але не завжди доступного для звичайних автовласників чи сервісів. Відтак, існує ризик пошкодження підшипника під час неправильного монтажу. Наприклад, внутрішні кільця роликів підшипників можуть бути встановлені на внутрішній втулці, що на своїх кінцях має опори для фіксації внутрішніх кілець підшипників під час початкового осьового розтягування.

Зміна конструкції ступичного вузла пропонується через непрактичність існуючої компоновки гальмівного диска, який не може бути замінений без демонтажу ступиці. Пропонується замінити застарілі підшипники на дворядний нерегульований кульковий підшипник і перерозмістити гальмівний диск перед ступицею для поліпшення доступності та обслуговування. Такі зміни спрощують обслуговування та збільшують довговічність вузла, усуваючи необхідність його постійного регулювання.

## **1.5 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра**

Провести детальний аналіз надійності вузла.

Виконати розрахунки міцності для всіх компонентів конструкції.

Розробити повну технологічну схему складання вузла.

Визначити заходи для підвищення довговічності конструкції.

Розробити науково обґрунтовані рекомендації щодо впровадження нової конструкції. [1]

## 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Вибір організаційної форми складання

Ступичний вузол для автомобіля Renault Duster класифікується як продукт масового виробництва. Відповідно до технологічного плану, річний обсяг виготовлення складає  $N=90000$  одиниць. [12]

Беручи до уваги масштаби випуску та габаритні параметри вузла, оптимальним вибором є стаціонарна форма організації складання, яка не передбачає поточного методу. При цьому передбачається використання одного робочого місця для виконання всіх етапів збирання. Ключовою вимогою до процесу є забезпечення повної взаємозамінності як для готових вузлів, так і для їхніх складових частин.

Такт випуску виробів обчислюється за наступною формулою:

$$T_d = \frac{F_d \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (2.1)$$

$F_d$  - річний робочий ресурс обладнання для складання при роботі в одну зміну ( $F_d = 4015$  шт.);

$m$  - кількість змін на добу ( $m=2$ );

$N$  - річний обсяг виробництва продукції ( $N=90000$  одиниць).

$$T_d = \frac{4015 \cdot 60}{90000} = 2,68$$

### 2.2 Розробка списку складальних операцій

Список операцій, пов'язаних зі складанням, представлений у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Список складальних операцій.

| Список основних і проміжних операцій                | Тривалість,<br>$t_{оп}$ , хв |
|-----------------------------------------------------|------------------------------|
| Монтаж вузла переднього гальма з поворотним кулаком |                              |
| Взяти поворотний кулак для подальшої обробки        | 0,01                         |

|                                                                                 |      |
|---------------------------------------------------------------------------------|------|
| Провести візуальний огляд поворотного кулака для перевірки його стану           | 0,09 |
| Встановити поворотний кулак на підготовлене робоче місце                        | 0,03 |
| Зафіксувати поворотний кулак за допомогою спеціального утримувача               | 0,01 |
| Взяти стопорне кільце для подальшої установки                                   | 0,01 |
| Взяти інструмент для стискання стопорних кілець                                 | 0,01 |
| Виконати стискання стопорного кільця за допомогою інструмента                   | 0,04 |
| Вставити стопорне кільце у конструкцію поворотного кулака                       | 0,08 |
| Відкласти інструмент після завершення операції                                  | 0,01 |
| Зняти утримувач і повернути поворотний кулак на 180° для доступу до іншого боку | 0,07 |
| Повторно зафіксувати поворотний кулак для наступних операцій                    | 0,04 |
| Взяти ступичний підшипник для підготовки до встановлення                        | 0,01 |
| Провести змазку підшипника оливою для зменшення тертя                           | 0,07 |
| Розмістити підшипник у відповідному пристрої для підготовки до встановлення     | 0,04 |
| Запресувати ступичний підшипник у корпус поворотного кулака                     | 0,16 |
| Взяти нове стопорне кільце для монтажу                                          | 0,01 |
| Підготувати інструмент для стискання стопорного кільця                          | 0,01 |
| Виконати стискання нового стопорного кільця                                     | 0,03 |
| Установити стопорне кільце у відповідне місце в поворотному кулаці              | 0,04 |
| Відкласти інструмент після завершення монтажу                                   | 0,01 |
| Підготувати до роботи захисний кожух переднього гальма у зборі                  | 0,01 |
| Змонтувати захисний кожух гальмівного диска на поворотний кулак                 | 0,1  |

|                                                                            |      |
|----------------------------------------------------------------------------|------|
| Взяти два кріпильні болти для фіксації важеля рульової трапеції            | 0,01 |
| Закріпити болтами захисний кожух на поворотному кулаці                     | 0,05 |
| Взяти болт типу М6х25 для подальшого монтажу                               | 0,01 |
| Початково наживити болт М6х25 на 2–3 витки                                 | 0,20 |
| Підготувати пневмогайковерт до роботи                                      | 0,01 |
| Закрутити болт М6х25 пневмогайковертом до моменту затяжки 7,9 Н·м          | 0,09 |
| Відкласти пневмогайковерт після завершення операції                        | 0,01 |
| Підготувати важіль рульової трапеції та встановити його на місце кріплення | 0,01 |
| Підготувати пластину для фіксації болтів                                   | 0,01 |
| Взяти дві гайки типу М12х1,25                                              | 0,09 |
| Початково наживити гайки на 2–3 витки                                      | 0,36 |
| Знову підготувати пневмогайковерт до роботи                                | 0,01 |
| Закрутити гайки М12х1,25 пневмогайковертом із моментом затяжки 78,4 Н·м    | 0,01 |
| Відкласти пневмогайковерт після завершення роботи                          | 0,01 |
| Підготувати плоскогубці для подальших операцій                             | 0,02 |
| Виконати фіксацію гайок М12х1,25 за допомогою плоскогубців                 | 0,15 |
| Прибрати плоскогубці після виконання завдання                              | 0,01 |
| Підготувати до монтажу кронштейн датчика швидкості переднього колеса       | 0,01 |
| Встановити болт М6х25 у місце кріплення кронштейна датчика швидкості       | 0,16 |
| Знову підготувати пневмогайковерт                                          | 0,01 |
| Закрутити болт пневмогайковертом із моментом затяжки 14 Н·м                | 0,09 |
| Вилучити пневмогайковерт із робочої зони                                   | 0,01 |
| Підготувати гальмівний диск і ступицю переднього колеса для монтажу        | 0,01 |

|                                                                                                |      |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Встановити гальмівний диск на ступицю переднього колеса, забезпечуючи правильне позиціонування | 0,06 |
| Взяти два болти для закріплення гальмівного диска                                              | 0,01 |
| Підготувати пневмогайковерт для виконання затяжки                                              | 0,01 |
| Виконати закручування болтів пневмогайковертом із моментом затяжки 14,7 Н·м                    | 0,09 |
| Відкласти пневмогайковерт після завершення операції                                            | 0,01 |
| Сумістити монтажні отвори ступиці колеса з отворами гальмівного диска                          | 0,04 |
| Підготувати п'ять болтів для кріплення колеса                                                  | 0,02 |
| Встановити болти у відповідні місця з'єднання гальмівного диска та ступиці                     | 0,1  |
| Виконати запресовування болтів, забезпечуючи їх надійну фіксацію                               | 0,16 |
| Нанести мастильний матеріал між сальником і підшипником для зменшення тертя                    | 0,09 |
| Виконати запресовування ступиці переднього колеса у поворотний кулак                           | 0,17 |
| Зняти фіксатор, розгорнути поворотний кулак на 180° для подальших операцій                     | 0,03 |
| Повторно зафіксувати поворотний кулак за допомогою фіксатора                                   | 0,02 |
| Підготувати переднє гальмо у зборі для монтажу                                                 | 0,01 |
| Провести візуальну перевірку стану гальма перед встановленням                                  | 0,09 |
| Встановити переднє гальмо на поворотний кулак, дотримуючись технічних вимог                    | 0,02 |
| Взяти два болти типу M10x1,25 для кріплення гальма                                             | 0,01 |
| Наживити болти на 2–3 витки, забезпечуючи їх первісне позиціонування                           | 0,18 |
| Знову підготувати пневмогайковерт для виконання роботи                                         | 0,01 |

|                                                                                      |      |
|--------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Виконати затяжку болтів із моментом затяжки 58,6 Н·м                                 | 0,07 |
| Прибрати пневмогайковерт із робочої зони після завершення операції                   | 0,01 |
| Зняти фіксатор пристосування після завершення монтажу                                | 0,02 |
| Вилучити поворотний кулак у зборі з пристосування                                    | 0,02 |
| Перемістити поворотний кулак у зібраному вигляді до спеціалізованої тари на конвеєрі | 0,02 |
| $\sum t_{\text{оп}}$                                                                 | 3,51 |

### 2.3 Визначення трудомісткості складання

Загальний оперативний час на всі види виконуваних робіт:

$$t_{\text{оп}}^{\text{общ}} = \sum t_{\text{оп}} = 3,51$$

Розрахуємо сукупну трудомісткість виконання складання виробу:

$$t_{\text{шт}}^{\text{общ}} = t_{\text{оп}}^{\text{общ}} + t_{\text{оп}}^{\text{общ}} \cdot \left( \frac{\alpha + \beta}{100} \right), \quad (2.2)$$

де  $\alpha$  - відсоток часу, призначеного для організаційно-технічного обслуговування робочого місця, який становить  $\alpha=3\%$ ;

$\beta$  - відсоток часу, відведеного на перерви та відпочинок працівника, що дорівнює  $\beta=5\%$ .

$$t_{\text{шт}}^{\text{общ}} = 3,51 + 3,51 \cdot \left( \frac{3 + 5}{100} \right) = 3,79$$

### 2.4 Процес технологічного складання переднього гальма разом із поворотним кулаком

Послідовність виконання операції технологічного складання переднього гальма та поворотного кулака:

Відкрутіть два болти для кріплення важеля рульової трапеції.

Закріпіть болти у відповідних точках з'єднання захисного кожуха з поворотним кулаком. [23]

Підготуйте болт типу М6х25 для подальшого використання.

Наживіть болт М6х25, виконуючи закручування на 2–3 витки.

Підготуйте пневмогайковерт для подальшого закручування.

Зафіксуйте болт М6х25 за допомогою пневмогайковерта, встановивши момент затяжки на рівні 7,9 Н·м.

Приберіть пневмогайковерт після завершення операції.

Візьміть поворотний важіль рульової трапеції та встановіть його, використовуючи кріпильні болти.

Підготуйте стопорну пластину для фіксації болтів.

Виберіть дві гайки типу М12х1,25 для подальшої фіксації.

Наживіть гайки, виконавши попереднє закручування на 2–3 витки.

Знову підготуйте пневмогайковерт для роботи.

Виконайте затягування гайок М12х1,25, встановивши момент затяжки 78,4 Н·м.

Після завершення роботи відкладіть пневмогайковерт у безпечне місце.

Підготуйте плоскогубці для виконання операцій фіксації.

Виконайте стопоріння гайок М12х1,25 за допомогою плоскогубців.

Після виконання фіксації відкладіть плоскогубці.

Відкрутіть кронштейн датчика швидкості переднього колеса в зборі для монтажу.

Встановіть болт М6х25 у місце кріплення кронштейна датчика швидкості.

Знову підготуйте пневмогайковерт.

Закрутіть болт М6х25, встановивши момент затяжки 14,7 Н·м.

Після виконання операції приберіть пневмогайковерт.

Підготуйте гальмівний диск та ступицю переднього колеса для подальшого монтажу.

Виконайте встановлення гальмівного диска на ступицю колеса.

Виберіть два болти для кріплення гальмівного диска.

Підготувати пневмогайковерт до роботи, взявши його з робочого місця.

Зафіксувати болти за допомогою пневмогайковерта, встановивши момент затяжки на рівні 14,7 Н·м.

Після завершення роботи відкласти пневмогайковерт у визначене місце.



Сумістити монтажні отвори ступиці колеса з отворами на гальмівному диску переднього колеса.

Взяти п'ять болтів для фіксації колеса.

Встановити болти у передбачені отвори для з'єднання гальмівного диска зі ступицею.

Виконати запресовування болтів, забезпечуючи їх надійну фіксацію.

Нанести мастильний матеріал між сальником і підшипником для забезпечення оптимальної роботи вузла.

Виконати процес запресовування ступиці переднього колеса.

Зняти фіксатор і повернути поворотний кулак у площині на  $180^\circ$ .

Повторно зафіксувати поворотний кулак за допомогою фіксатора.

Взяти переднє гальмо в зборі для подальшого монтажу.

Провести візуальний огляд переднього гальма з метою перевірки його стану.

Встановити переднє гальмо в зборі на поворотний кулак згідно з технічними вимогами.

Підготувати два болти типу M10x1,25 для кріплення.

Наживити кожен із болтів, виконавши первісне закручування на 2–3 витки.

Підготувати пневмогайковерт до подальшого використання.

Виконати затяжку болтів M10x1,25 пневмогайковертом, встановивши момент затяжки на рівні 58,6 Н·м.

Після завершення процесу відкласти пневмогайковерт у визначене місце.

Зняти фіксатор пристосування.

Вилучити поворотний кулак у зборі з пристосування.

Перемістити поворотний кулак у зборі до тари на конвеєрі для подальшого встановлення.

## **2.5 Оцінка довговічності ступичного вузла**

### **2.5.1 Початкові параметри для розрахунку**

Основні дані для визначення ресурсу дворядного радіально-упорного кулькового підшипника, який використовується в передній ступиці повнопривідного автомобіля Renault Duster, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Початкові параметри для розрахунку.

| Параметри                                                           | Значення |
|---------------------------------------------------------------------|----------|
| Повна маса автомобіля ( $m_A$ ), кг                                 | 1880     |
| Маса, що припадає на одне колесо ( $m_{KA}$ ), кг                   | 470      |
| Маса колеса ( $m_K$ ), кг                                           | 32       |
| Ширина колії автомобіля ( $B$ ), мм                                 | 1466     |
| Висота центра мас автомобіля ( $h_{цм}$ ), мм                       | 745      |
| Динамічний радіус колеса ( $r_D$ ), мм                              | 332      |
| Максимальний крутний момент двигуна ( $M_P$ ), Н·м                  | 128      |
| Коефіцієнт розподілу тягової сили ( $K_T$ )                         | 0,5      |
| Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою ( $\varphi$ )                 | 0,7      |
| Бічне прискорення автомобіля ( $J_Y$ ), м/с <sup>2</sup>            | 2,5      |
| Кут розвалу колеса в статичному положенні ( $\varphi_0$ ), град     | 0,5      |
| Кут розвалу колеса при повороті направо ( $\varphi_P$ ), град       | 2,5      |
| Кут розвалу колеса при повороті наліво ( $\varphi_L$ ), град        | -1,5     |
| Бічна жорсткість шини ( $C_Y$ ), Н/м                                | 200000   |
| Плече зносу бічної сили ( $e_{CT}$ ), мм                            | 35       |
| Відсоток прямолінійного руху з бічною силою вправо ( $\beta_P$ ), % | 45       |
| Плече прикладання вертикальної сили ( $e_{RZ}$ ), мм                | 15       |
| Відсоток прямолінійного руху з бічною силою вліво ( $\beta$ ), %    | 45       |
| Коефіцієнт безпеки ( $K_\sigma$ )                                   | 1,65     |
| Відстань від центра колеса до центра підшипника ( $L_S$ ), мм       | 15       |
| Відсоток прямолінійного руху з бічною силою вправо ( $\tau$ ), %    | 45       |
| Початкові параметри для підшипника                                  |          |
| Відстань між рядами кульок підшипника ( $L_p$ ), мм                 | 21       |
| Кут контакту ( $\alpha$ ), град                                     | 40       |
| Діаметр підшипника ( $D_{PW}$ ), мм                                 | 62,5     |

|                                          |        |
|------------------------------------------|--------|
| Діаметр кульок ( $D_W$ ), мм             | 11,112 |
| Кількість кульок у одному ряді ( $N_W$ ) | 15     |
| Статична вантажопідйомність ( $C_0$ )    | 49300  |

### 2.5.2 Характеристики підшипника

Розміри та параметри опорної бази підшипника:

$$L_R = L_P + D_{PW} \cdot \tan \alpha; \quad (2.3)$$

$$L_R = L_P + D_{PW} \cdot \tan \alpha = 21 + 62,50 \cdot \tan 40^\circ = 73,44 \text{ мм}$$

### 2.5.3 Визначення коефіцієнта $f_c$

Числові значення коефіцієнта  $f_c$ , які залежать від відношення  $D_W \cdot \cos \alpha / D_{PW}$ , подано на ілюстрації, представленій у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Числові значення коефіцієнта  $f_c$

| $D_W \cdot \cos \alpha / D_{PW}$ | Коефіцієнт $f_c$ |
|----------------------------------|------------------|
| 0.05                             | 46.7             |
| 0.06                             | 49.1             |
| 0.07                             | 51.1             |
| 0.08                             | 52.8             |
| 0.09                             | 54.3             |
| 0.1                              | 55.5             |
| 0.12                             | 57.5             |
| 0.14                             | 58.8             |
| 0.16                             | 59.6             |
| 0.18                             | 59.9             |
| 0.2                              | 59.9             |
| 0.22                             | 59.6             |
| 0.24                             | 59.0             |
| 0.26                             | 58.2             |

|      |      |
|------|------|
| 0.28 | 57.1 |
| 0.3  | 56.0 |
| 0.32 | 54.6 |
| 0.34 | 53.2 |
| 0.36 | 51.7 |
| 0.38 | 50.0 |
| 0.4  | 48.4 |

$$\frac{D_W \cdot \cos \alpha}{D_{PW}} = \frac{11,112 \cdot \cos 40^\circ}{62,50} = 0,1362$$

Застосовуючи метод лінійної інтерполяції, отримуємо значення  $f_c$ , яке дорівнює 58,553. [15] [16]

Виконується обчислення динамічної вантажопідйомності першого ряду  $C_{DI}$  (розрахункове значення). Проведемо визначення цього показника для першого ряду за умов:

– коли при  $D_W < 25,4$

$$C_{DI} = f_c \cdot (2 \cdot \cos \alpha)^{0,7} N_W^{\frac{2}{3}} \cdot D_W^{1,8}; \quad (2.4)$$

$$C_{DI} = f_c \cdot (2 \cdot \cos \alpha)^{0,7} N_W^{\frac{2}{3}} \cdot D_W^{1,8} = 58,553 \cdot (2 \cdot \cos 40^\circ)^{0,7} 16^{\frac{2}{3}} \cdot 11,112^{1,8} = 36934,3$$

## 2.6 Сили, що впливають на колесо

Граничне значення питомої тягової сили.

Питома тягова сила, що впливає на колесо, визначається під час руху транспортного засобу на кожній передачі. Для цього використовується відповідна формула:

$$P_{YDn} = \frac{M_P \cdot i_0 \cdot i_n \cdot \eta_{TP} \cdot i_{PK2}}{9,81 \cdot m_A \cdot (0,001 \cdot r_k)}, \quad (2.5)$$

де  $P_{YDn}$  - значення питомої тягової сили, що виникає під час роботи автомобіля на n-й передачі.

На першій передачі:

$$P_{YD1} = \frac{127.4 \cdot 3,9 \cdot 3.667 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 0,608$$

На другій передачі:

$$P_{YD2} = \frac{127.4 \cdot 3,9 \cdot 2,1 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 0,345$$

На третій передачі:

$$P_{YD3} = \frac{127.4 \cdot 3,9 \cdot 1,361 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 0,128$$

На четвертій передачі:

$$P_{YD4} = \frac{127.4 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 0,094$$

На п'ятій передачі:

$$P_{YD5} = \frac{127.4 \cdot 3,9 \cdot 0,819 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 0,077$$

Показник навантажувального коефіцієнта  $K_{Hn}$

Значення навантажувального коефіцієнта визначається залежно від величини питомих тягових сил і розраховується за такою формулою:

$$\begin{aligned} K_{Hn} = & 0,24699 - 0,36854 \times \\ & \times (\log_{10} P_{YDn}) + 0,08622 \cdot (\log_{10} P_{YDn})^2 + \\ & + 0,06374 \cdot (\log_{10} P_{YDn})^3 \end{aligned} \quad (2.6)$$

На першій передачі:

$$K_{H1} = 0,430.$$

На другій передачі:

$$K_{H2} = 0,527.$$

На третій передачі:

$$K_{H3} = 0,600.$$

На четвертій передачі:

$$K_{H4} = 0,647.$$

На п'ятій передачі:

$$K_{H5} = 0,676.$$

Тягові сили розраховуються під час руху на всіх передачах:

$$P_{Xn} = \frac{M_P \cdot i_0 \cdot i_n \cdot \eta_{TP} \cdot K_{Hn}}{2 \cdot (0,001 \cdot r_k)}, \quad (2.7)$$

На першій передачі:

$$P_{X1} = \frac{128 \cdot 3,9 \cdot 3.667 \cdot 0,92 \cdot 0,430 \cdot 1,205}{2 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 1355,01$$

На другій передачі:

$$P_{X2} = \frac{128 \cdot 3,9 \cdot 2,1 \cdot 0,92 \cdot 0,527 \cdot 1,205}{2 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 951,03$$

На третій передачі:

$$P_{X3} = \frac{128 \cdot 3,9 \cdot 1,361 \cdot 0,92 \cdot 0,6 \cdot 1,205}{2 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 701,73$$

На четвертій передачі:

$$P_{X4} = \frac{128 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,647 \cdot 1,205}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 555,99$$

На п'ятій передачі:

$$P_{X5} = \frac{128 \cdot 3,9 \cdot 0,819 \cdot 0,92 \cdot 0,676 \cdot 1,205}{9,81 \cdot 1800 \cdot (0,001 \cdot 332)} = 475,77$$

Еквівалентну тягову силу встановлюють за такою процедурою:

$$P_x^{eq} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{n=1}^N (P_{Xn}^3 \cdot \gamma_n)}{99,5}}, \quad (2.8)$$

$\gamma_n$  позначає частку використання n-ї передачі в загальному пробігу автомобіля.

Для п'ятиступеневої коробки передач зазначено рекомендації щодо встановлення таких відсотків використання кожної передачі:

$$\gamma_1 = 0,5 \quad \gamma_2 = 1,5 \quad \gamma_3 = 15 \quad \gamma_4 = 35 \quad \gamma_5 = 48$$

Розрахунок вертикальних навантажень на ось ступиці відбувається за такою схемою:

$$P_x^{eq} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{n=1}^N (1355,01^3 \cdot 0,5)}{99,5}} = 321$$

у випадку руху по прямій:

$$R_{ZS} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K); \quad (2.9)$$

$$R_{ZS} = 9,81 \cdot (422,50 - 21,60) = 4297$$

під час маневрування праворуч:

$$R_{ZR} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K) \cdot \left(1 + 0,2 \cdot J_Y \cdot \frac{h_{ЦМ}}{B}\right); \quad (2.10)$$

$$R_{ZR} = 9,91 \cdot (422,50 - 21,60) \cdot \left(1 + 0,2 \cdot 2,5 \cdot \frac{745}{1466}\right) = 5410$$

під час маневрування ліворуч:

$$R_{ZL} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K) \cdot \left(1 - 0,2 \cdot J_Y \cdot \frac{h_{ЦМ}}{B}\right); \quad (2.11)$$

$$R_{ZL} = 9,91 \cdot (422,50 - 21,60) \cdot \left(1 - 0,2 \cdot 2,5 \cdot \frac{745}{1466}\right) = 3184$$

де  $J_Y$  вказує на бокове прискорення транспортного засобу, яке становить  $2,5 \text{ м/с}^2$ .

Бокові навантаження на колесо, Н:

Аналізуємо чотири сценарії руху:

Прямий рух з боковою силою 5%, яка діє вліво - 45%.

Прямий рух з боковою силою 5%, яка діє вправо - 45%.

Рух в лівому повороті з боковим прискоренням  $2,5 \text{ м/с}^2$  - 5%.

Рух в правому повороті з боковим прискоренням  $2,5 \text{ м/с}^2$  - 5%.

Під час прямолінійного руху з 5% боковою силою, що діє вправо - 45%.[20]

$$R_{YS1} = 9,81 \cdot 0,05 \cdot m_{KA}; \quad (2.12)$$

$$R_{YS1} = -9,81 \cdot 0,05 \cdot 470 = -214,839.$$

Під час прямолінійного руху з 5% боковою силою, направленою вліво - 45%.

$$R_{YS2} = -9,81 \cdot 0,05 \cdot m_{KA}, \quad (2.13)$$

$$R_{YS2} = 9,81 \cdot 0,05 \cdot 470 = 214,839$$

Під час повороту праворуч:

$$R_{YR} = J_Y \cdot m_{KA}; \quad (2.14)$$

$$R_{YR} = 2,5 \cdot 470 = -1378,62$$

Під час повороту ліворуч:

$$R_{YL} = -J_Y \cdot m_{KA}; \quad (2.15)$$

$$R_{YL} = -2,5 \cdot 470 = 811,38$$

## 2.7 Впливи, що діють на підшипник

Зсув точки контакту внаслідок бокової сили і жорсткості шини. Бокова сила викликає зміщення точки контакту колеса з покриттям дороги у напрямку дії цієї сили на величину  $\Delta y_T$ .

Цей параметр визначається згідно з формулою:

$$\Delta y_T = \frac{R_y}{C_y}, \quad (2.16)$$

Під час прямолінійного руху з RY направленим вправо:

$$\Delta y_{T1} = \frac{-214,839}{200000} = -1,07$$

Під час прямолінійного руху з RY направленим вліво:

$$\Delta y_{T2} = \frac{214,839}{200000} = 1,07$$

При здійсненні повороту вправо:

$$\Delta y_{T3} = \frac{-1378,62}{200000} = -6,89$$

При здійсненні повороту вліво:

$$\Delta y_{T4} = \frac{811,38}{200000} = 4,06$$

Моменти згину, що виникають через бокові навантаження, вимірюються у ньютон-метрах (Нм):



$$M_{\text{И}} = R_Y \cdot \frac{r_k}{\cos \varphi}. \quad (2.17)$$

Під час прямолінійного руху з RY спрямованим вправо:

$$M_{\text{И}} = -214,839 \cdot \frac{0,332}{\cos 0,5^\circ} = -71,32$$

Під час прямолінійного руху з RY спрямованим вліво:

$$M_{\text{И1}} = 214,839 \cdot \frac{0,332}{\cos 0,5^\circ} = 71,32$$

При здійсненні правого повороту:

$$M_{\text{ИR}} = -1378,62 \cdot \frac{0,332}{\cos 2,5^\circ} = -457,27$$

При здійсненні лівого повороту:

$$M_{\text{ИL}} = 811,38 \cdot \frac{0,332}{\cos -1,5^\circ} = 269,29$$

де  $\varphi$  вказує на кут розвалу колеса відносно опорної поверхні, встановлений на рівні  $0,5^\circ$ , для правого напрямку –  $2,5^\circ$ , для лівого –  $1,5^\circ$ .

Відповіді  $R_{Z1}$  та  $R_{Z2}$ , спричинені вертикальною силою на лівий і правий ряди кульок, вимірюються в Ньютонах:

$$R_Z^P = \frac{0,5 \cdot L_R - r_k \cdot \tan \varphi - \Delta y_T \cdot \cos \varphi + L_S}{L_R} \cdot R_Z \cdot \cos \varphi, \quad (2.18)$$

$$R_Z^P = R_Z \cdot \cos \varphi - R_Z^P, \quad (2.19)$$

під час прямолінійного руху з RY направленим вправо, для лівого ряду:

$$\begin{aligned} R_{Z1}^{PP} &= \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan 0,5^\circ - 1,07 \cdot \cos 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 4297 \cdot \cos 0,5^\circ = \\ &= 2793,47 \end{aligned}$$

для правого ряду:

$$R_{Z2}^{PP} = 4297 \cdot \cos 0,5^\circ - 2793,47 = 1503,14$$

під час прямолінійного руху з RY направленим вліво, для лівого ряду:

$$\begin{aligned} R_{Z1}^{PL} &= \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan 0,5^\circ + 1,07 \cdot \cos 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 4297 \cdot \cos 0,5^\circ = \\ &= 2919,15 \end{aligned}$$

для правого ряду:

$$R_{Z2}^{PL} = 4297 \cdot \cos 0,5^\circ - 2919,15 = 1377,46$$

під час повороту вправо, для правого ряду:

$$R_{Z1}^P = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan 2,5^\circ - 6,89 \cdot \cos 2,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 4297 \cdot \cos 2,5^\circ = 1773,3$$

для лівого ряду:

$$R_{Z2}^P = 4297 \cdot \cos 2,5^\circ - 1773,3 = 2519,39$$

під час повороту вліво:

$$R_{Z1}^L = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan(-1,5^\circ) + 4,06 \cdot \cos(-1,5^\circ) + 15}{73,4} \cdot 4297 \cdot \cos(-1,5^\circ) = 3770,07$$

$$R_{Z2}^L = 4297 \cdot \cos(-1,5^\circ) - 3770,07 = 2519,3$$

Розроблено методику для визначення радіальних реакцій, які виникають через бічні сили  $R_{Y1}$ ,  $R_{Y2}$ , що діють на лівий та правий ряди кульок:

$$R_y = - \frac{0,5 \cdot L_R - r_k \cdot \tan \varphi - \Delta y_T \cdot \sin \varphi + L_S}{L_R} \cdot R_Y \cdot \sin \varphi, \quad (2.20)$$

$$R_z = R_{y1} \cdot \sin \varphi - R_{Y2}. \quad (2.21)$$

під час прямолінійного руху з RY направленим вправо, для лівого ряду:

$$R_{Y1}^{PP} = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan -1,5^\circ + 4,06 \cdot \sin 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot -214,839 \cdot \sin 0,5^\circ = -1,87$$

для правого ряду:

$$R_{Y2}^{PP} = -214,839 \cdot \sin -1,5^\circ - 1,87 = 0$$

під час прямолінійного руху з RY направленим вліво, для лівого ряду:

$$R_{Y1}^{PL} = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan 0,5^\circ + 1,07 \cdot \sin 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 214,839 \cdot \sin 0,5^\circ = 0$$

для правого ряду:

$$R_{Y2}^{PL} = 214,839 \cdot \sin 0,5^\circ - 0 = 1,87$$

під час руху вправо, для лівого ряду:

$$R_{Y1}^P = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan 2,5^\circ - 6,89 \cdot \sin 2,5^\circ + 15}{73,4} \cdot -1378,62 \cdot \sin 2,5^\circ = -60,13$$

для правого ряду:

$$R_{Y2}^P = 1378,62 \cdot \sin 2,5^\circ - 60,13 = 0$$

під час руху вліво, для лівого ряду:

$$R_{Y1}^L = -\frac{0,5 \cdot 73,4 - 332 \cdot \tan -1,5^\circ + 4,06 \cdot \sin -1,5^\circ}{73,4} \cdot 811,38 \cdot \sin -1,5^\circ = 0$$

для правого ряду:

$$R_{Y2}^L = 811,38 \cdot \sin -1,5^\circ = 0 = 35,4$$

Користуючись формулами 2.22 та 2.23, обчислимо радіальні реакції, спричинені вигинальним моментом  $R_{и1}$ ,  $R_{и2}$  для лівого та правого рядів кульок під час прямолінійного переміщення з RY спрямованим вправо, застосовно до лівого ряду:

$$R_{и1} = -\frac{r_k}{L_R \cdot \cos \varphi} \cdot R_Y, \quad (2.22)$$

$$R_{и2} = \frac{r_k}{L_R \cdot \cos \varphi} \cdot R_Y. \quad (2.23)$$

у випадку прямолінійного руху з RY направленим вправо, для лівого ряду:

$$R_{и1}^{PP} = -\frac{332}{73,4 \cdot \cos 0,5^\circ} \cdot 214,839 = -971,14.$$

для правого ряду:

$$R_{и2}^{PP} = \frac{332}{73,4 \cdot \cos 0,5^\circ} \cdot 214,839 = 971,14.$$

у випадку прямолінійного руху з RY направленим вліво, для лівого ряду:

$$R_{и1}^{PI} = \frac{332}{73,4 \cdot \cos 0,5^\circ} \cdot 214,839 = 971,14.$$

для правого ряду:

$$R_{и2}^{PI} = -\frac{332}{73,4 \cdot \cos 0,5^\circ} \cdot -214,839 = -971,14.$$

під час руху вправо, для лівого ряду:

$$R_{И1}^P = -\frac{332}{73,4 \cdot \cos 2,5^\circ} \cdot 1378,62 = -6226,08.$$

для правого ряду:

$$R_{И2}^P = \frac{332}{73,4 \cdot \cos 2,5^\circ} \cdot 1378,62 = 6226,08.$$

під час руху вліво, для лівого ряду:

$$R_{И1}^L = -\frac{332}{73,4 \cdot \cos -1,5^\circ} \cdot -811,38 = 3666,55.$$

для правого ряду:

$$R_{И2}^L = \frac{332}{73,4 \cdot \cos -1,5^\circ} \cdot -811,38 = -3666,55$$

Обчислимо радіальні відгуки, зумовлені тяговими силами  $R_{T1}$ ,  $R_{T2}$  на лівому та правому рядах кульок відповідно до формул 2.24 та 2.25:

$$R_{T1} = \frac{0,5 \cdot L_R + L_S - \Delta y_T \cdot \cos \varphi}{L_R} \cdot P_x^{eq}, \quad (2.24)$$

$$R_{T2} = P_x^{eq} - R_{T1}. \quad (2.25)$$

у випадку прямолінійного руху з RY направленим вправо, для лівого ряду:

$$R_{T1}^{PP} = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 1,07 \cdot \cos 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 321 = 221,7.$$

для правого ряду:

$$R_{T2}^{PP} = 321 - 221,7 = 99,79.$$

у випадку прямолінійного руху з RY направленим вліво, для лівого ряду:

$$R_{T1}^{PL} = \frac{0,5 \cdot 73,4 + 1,07 \cdot \cos 0,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 321 = 231,1.$$

для правого ряду:

$$R_{T2}^{PL} = 321 - 231,1 = 99,8.$$

під час руху вправо, для лівого ряду:

$$R_{T1}^P = \frac{0,5 \cdot 73,4 - 6,89 \cdot \cos 2,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 321 = 196,19$$

для правого ряду:

$$R_{T2}^P = 321 - 196,19 = 125,29.$$

під час руху вліво, для лівого ряду:

$$R_{T1}^L = \frac{0,5 \cdot 73,4 + 4,06 \cdot \cos -1,5^\circ + 15}{73,4} \cdot 321 = 244,14.$$

для правого ряду:

$$R_{T2}^L = 321 - 244,14 = 77,36.$$

Вивчимо радіальні відповіді, викликані стабілізаційним моментом шин  $R_{X1}$ ,  $R_{X2}$  для лівого та правого рядів кульок, виміряні в Ньютонах:

$$R_{X1} = -\frac{e_{CT}}{L_R} \cdot R_Y, \quad (2.26)$$

$$R_{X2} = \frac{e_{CT}}{L_R} \cdot R_Y, \quad (2.27)$$

під час прямолінійного руху з RY напрямленим вправо, для лівого ряду:

$$R_{X1}^{PP} = -\frac{35}{73,4} \cdot -214,839 = 102,44.$$

для правого ряду:

$$R_{X2}^{PP} = \frac{35}{73,4} \cdot -214,839 = -102,44.$$

знову під час прямолінійного руху з RY напрямленим вправо, для лівого ряду:

$$R_{X1}^{PL} = -\frac{35}{73,4} \cdot 214,839 = -102,44.$$

для правого ряду:

$$R_{X2}^{PL} = \frac{35}{73,4} \cdot 214,839 = 102,44.$$

під час руху вправо, для лівого ряду:

$$R_{X1}^P = -\frac{35}{73,4} \cdot 1378,62 = -657,38.$$

для правого ряду:

$$R_{X2}^P = \frac{35}{73,4} \cdot 1378,62 = 657,38$$

під час руху вліво, для лівого ряду:

$$R_{X1}^L = -\frac{35}{73,4} \cdot -811,38 = 386,9.$$

для правого ряду:

$$R_{X2}^L = \frac{35}{73,4} \cdot -811,38 = -386,99.$$

Огляд загальних реакцій  $R_1$ ,  $R_2$  для лівого та правого ряду кульок, вимірюваних у Ньютонах:

$$R_{PP1} = \sqrt{(R_{T1} + R_{X1})^2 + (R_{Z1} + R_{Y1} + R_{И1})^2}, \quad (2.28)$$

$$R_{PP2} = \sqrt{(R_{T2} + R_{X2})^2 + (R_{Z2} + R_{Y2} + R_{И2})^2}, \quad (2.29)$$

Під час прямолінійного руху з RY напрямленим вправо:

$$R_{PP1} = \sqrt{(221,7 + 102,44)^2 + (2793,47 - 1,87 - 971,14)^2} = 1849,09,$$

$$R_{PP2} = \sqrt{(99,79 - 102,44)^2 + (1503,14 + 0 + 971,14)^2} = 2474,28.$$

Під час прямолінійного руху з RY напрямленим вліво:

$$R_{PL1} = \sqrt{(231,1 - 102,44)^2 + (2919,15 + 0 + 971,14)^2} = 3890,29,$$

$$R_{PL2} = \sqrt{(99,8 + 102,44)^2 + (1377,46 + 1,87 - 971,14)^2} = 1617,29.$$

Під час повороту вправо:

$$R_{P1} = \sqrt{(196,19 - 657,38)^2 + (1773,3 - 60,13 - 6226,1)^2} = 4536,43,$$

$$R_{P2} = \sqrt{(125,29 + 657,38)^2 + (2519,39 + 0 + 6226,1)^2} = 8780,44.$$

Під час повороту вліво:

$$R_{L1} = \sqrt{(244,14 + 386,9)^2 + (3770,07 - 0 + 3666,55)^2} = 7463,35,$$

$$R_{L2} = \sqrt{(77,36 - 386,9)^2 + (2519,39 + 35,4 - 3666,55)^2} = 1154,05.$$

## 2.8 Осьові реакції підшипника

Параметр  $e$  для обчислення  $S_1$ ,  $S_2$ . Коефіцієнт осьового навантаження -  $e$ . Значення радіально-упорних кулькових підшипників із кутом контакту від 18 до 40 градусів може бути визначено за таблицею 2.3.

Таблиця 2.3. Показник осьового навантаження підшипника.

| Кут контакту $\alpha$ , град | Коефіцієнт $e$ |
|------------------------------|----------------|
| 18, 19, 20                   | 0,57           |
| 24, 25, 26                   | 0,68           |
| 30                           | 0,80           |
| 35, 36                       | 0,95           |
| 40                           | 1,14           |

Встановлюємо значення  $e$  рівним 1,14.

Осьові компоненти, які застосовуються для викликання радіальних реакцій  $S_1$ ,  $S_2$  для лівої та правої груп кульок, виміряні в ньютонах:

$$S_1 = -e \cdot R_{PP1}, \quad (2.30)$$

$$S_2 = -e \cdot R_{PP2}. \quad (2.31)$$

Під час прямолінійного руху з RY, що діє вправо:

$$S_1^{PP} = -1,14 \cdot 1849,09 = -2107,96$$

$$S_2^{PP} = 1,14 \cdot 2474,28 = 2820,68$$

Під час прямолінійного руху з RY, що діє вліво:

$$S_1^{PL} = -1,14 \cdot 3890,29 = -4434,93$$

$$S_2^{PL} = 1,14 \cdot 1617,29 = 1843,71$$

Під час повороту вправо:

$$S_1^P = -1,14 \cdot 4536,43 = -5171,53$$

$$S_2^P = 1,14 \cdot 8780,44 = 10009,7$$

Під час повороту вліво:

$$S_1^L = -1,14 \cdot 7463,35 = -8508,22$$

$$S_2^L = -1,14 \cdot 1154,05 = 1315,62.$$

Осьові реакції **RA1**, **RA2** для лівої та правої груп кульок, виміряні в ньютонках

Для бокової сили, яка спрямована вправо:

$$\text{при } |S_{R1}| \leq S_{R2} + R_Y, \text{ то } R_{A1} = -S_{R2} - R_Y, R_{A2} = S_{R2}; \quad (2.32)$$

$$\text{при } |S_{R1}| > S_{R2} + R_Y, \text{ то } R_{A1} = S_{R2}, R_{A2} = -S_{R2} - R_Y; \quad (2.33)$$

за наявності бічної сили, яка спрямована ліворуч:

$$\text{при } S_{R2} \leq |S_{R1} + R_Y|, \text{ то } R_{A1} = S_{R1}, R_{A2} = -S_{R2} - R_Y; \quad (2.34)$$

$$\text{при } S_{R2} > |S_{R1} + R_Y|, \text{ то } R_{A1} = -S_{R2} - R_Y, R_{A2} = S_{R2}; \quad (2.35)$$

під час руху прямо, коли RY спрямований вправо:

$$|S_1^{PP}| \leq S_2^{PP} + R_Y \rightarrow |2107,96| \leq 2820,68 + 214,84$$

ліва група:

$$R_{A1}^{PP} = -S_2^{PP} - R_Y = -2820,68 - 214,84 = -3035,52$$

права група:

$$R_{A2}^{PP} = S_2^{PP} = 2820,68$$

під час руху прямо, коли RY спрямований вліво:

$$S_2^{PL} \leq |S_1^{PL} + R_Y| \rightarrow 1843,71 \leq |4434,93 + 214,84|$$

ліва група:

$$R_{A1}^{PL} = S_1^{PL} = 1843,71$$

права група:

$$R_{A2}^{PL} = -S_1^{PL} - R_Y = 4434,93 + 214,84 = 4649,77$$

під час повороту вправо:

$$|S_1^P| \leq S_2^P + R_Y \rightarrow |5171,53| \leq 10009,7 + 1378,62$$

ліва група:

$$R_{A1}^P = -S_2^P - R_Y = -10009,7 - 1378,62 = -11388,32$$



права група:

$$R_{A2}^P = S_2^P = 10009,7$$

під час повороту вліво:

$$S_2^L \leq |S_1^L + R_Y| \rightarrow 1315,62 \leq |8508,22 + 811,38|$$

ліва група:

$$R_{A1}^L = S_1^L = -8508,22$$

права група:

$$R_{A2}^L = -S_1^L - R_Y = 8508,22 + 811,38 = 9319,6$$

## 2.9 Розрахунок еквівалентних динамічних навантажень на підшипник

Визначення коефіцієнтів  $X$  та  $Y$  для обчислення еквівалентних динамічних навантажень. За кутом контакту  $\alpha$ , який дорівнює  $40^\circ$ , вибираємо величини коефіцієнтів згідно з таблицею, представленою в таблиці 2.4. [18]

Таблиця 2.4.

| Кут контакту $\alpha$ , град | Коефіцієнт $X$ | Коефіцієнт $Y$ |
|------------------------------|----------------|----------------|
| 18, 19, 20                   | 0,43           | 1,00           |
| 24, 25, 26                   | 0,41           | 0,87           |
| 30                           | 0,39           | 0,76           |
| 35, 36                       | 0,37           | 0,66           |
| 40                           | 0,35           | 0,57           |

Параметри радіальних та осьових навантажень для дворядкового радіально-упорного підшипника

Встановлюємо значення  $X = 0,35$ ,  $Y = 0,57$

Розрахунок еквівалентних динамічних навантажень  $P_{eq1}$ ,  $P_{eq2}$  для лівої та правої груп кульок, виміряних у Ньютонах:

$$P_{eq1(2)} = X \cdot R_{PP1(2)} + Y \cdot |R_{A1(2)}|. \quad (2.36)$$

Під час прямолінійного руху з RY, що діє праворуч, враховуємо лівий та правий ряди:

$$P_{eq1}^{PP} = 0,35 \cdot 1849,09 + 0,57 \cdot 3035,52 = 2377,42$$

$$P_{eq2}^{PP} = 0,35 \cdot 2474,28 + 0,57 \cdot 2820,68 = 2473,79$$

Під час прямолінійного руху з RY, що діє ліворуч, аналізуємо лівий та правий ряди:

$$P_{eq1}^{PL} = 0,35 \cdot 3890,29 + 0,57 \cdot 1843,71 = 2412,52$$

$$P_{eq2}^{PL} = 0,35 \cdot 1617,29 + 0,57 \cdot 4649,77 = 3216,42$$

Під час маневру праворуч, оцінюємо лівий та правий ряди:

$$P_{eq1}^P = 0,35 \cdot 4536,43 + 0,57 \cdot 11388,32 = 8079,09$$

$$P_{eq2}^P = 0,35 \cdot 8780,44 + 0,57 \cdot 10009,7 = 8778,68$$

Під час маневру ліворуч, вивчаємо лівий та правий ряди:

$$P_{eq1}^L = 0,35 \cdot 7463,35 + 0,57 \cdot 8508,22 = 7461,86$$

$$P_{eq2}^L = 0,35 \cdot 1154,05 + 0,57 \cdot 9319,6 = 5716,09$$

## 2.10 Розрахунок універсальних динамічних навантажень на підшипник

Визначення загальних еквівалентних динамічних навантажень на підшипник здійснюється, виходячи з розподілу загального пробігу транспортного засобу:

Прямий рух із бічною силою, спрямованою вправо – 45%; Прямий рух із бічною силою, спрямованою вліво – 45%; Рух з поворотом направо – 5%; Рух з поворотом наліво – 5%.

$$P_{\Sigma 1} = \sqrt[3]{\frac{45 \cdot (P_{eq1(2)}^{PP})^3 + 45 \cdot (P_{eq1(2)}^{PL})^3 + 5 \cdot (P_{eq1(2)}^P)^3 + 5 \cdot (P_{eq1(2)}^L)^3}{100}}; \quad (2.37)$$

Лівий і правий ряди:

$$\begin{aligned}
 & P_{\Sigma 1} \\
 & = \sqrt[3]{\frac{45 \cdot (2377,42)^3 + 45 \cdot (2412,52)^3 + 5 \cdot (8079,09)^3 + 5 \cdot (7461,86)^3}{100}} = \\
 & = 3904,09 \\
 \\
 & P_{\Sigma 2} = \sqrt[3]{\frac{45 \cdot (2473,79)^3 + 45 \cdot (3216,42)^3 + 5 \cdot (8778,68)^3 + 5 \cdot (5716,09)^3}{100}} \\
 & = 4019,72
 \end{aligned}$$

## 2.11 Аналіз ресурсу підшипника

Прогнозована тривалість експлуатації підшипника, км:

$$L_{S90} = \left( \frac{C_{DI}}{R_{\Sigma 2}^{eq} \cdot K_{\sigma}} \right)^3 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot r_k, \quad (2.38)$$

де  $K_{\sigma}$  – коефіцієнт запасу міцності;

$Req$  – еквівалентне динамічне навантаження для найбільш навантаженого ряду;

$CDI$  – динамічна вантажопідйомність одного ряду підшипникових кульок.

$$L_{S90} = \left( \frac{36934.3}{4019,72 \cdot 1,65} \right)^3 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot 0,332 = 360220$$

Після проведення аналізу тягово-швидкісних властивостей, розрахунків довговічності оновленої конструкції ступичного вузла автомобіля Renault Duster, а також оцінки його паливної ефективності, можна дійти висновку, що запропонована модифікація є вдалою. Це рішення значно покращує експлуатаційні властивості автомобіля та зменшує частоту необхідності планового технічного обслуговування. При цьому ресурс вузла збільшується, а показники паливної ефективності залишаються на тому ж рівні, що й до внесення змін у конструкцію. [10]

## 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 3.1 Технічне завдання

Новорозроблений пристрій, підйомник для здійснення кузовів автомобілів, спрямований на оптимізацію процесу технічного ремонту транспортних засобів. Оснащення підйомника включає гідроциліндр прямої дії. Застосування цього обладнання передбачається на підприємствах, що здійснюють технічне обслуговування та ремонт автомобілів.

Підйомник призначений для піднімання автомобілів різних марок під час проведення ремонтних робіт. Детальне візуалізування пристрою можна побачити на рисунку 3.1.



Рис. 3.1. Конструкція наземного підйомника:

1 – основа, 2 – важіль, 3 - опори.

Підйомник задіяний в процесі ремонтних робіт на автомобілі, де він дозволяє досягти необхідних технічних параметрів за допомогою застосування сил, що діють у різних напрямках. Джерелами для розробки послужили

інструкції з експлуатації та обслуговування обладнання для демонтажу та монтажу автомобільних деталей.

Пристрій має просту конструкцію і не вимагає спеціалізованих технологічних прийомів у використанні або високої кваліфікації для його виробництва. Розроблено для підйому кузовів автомобілів, цей пристрій можна застосовувати у спеціально призначених зонах ТР, що сприяє спрощенню процесів технічного обслуговування та ремонту. Роботи з пристроєм виконуються в опалювальному приміщенні з температурним режимом від +1°C до +35°C та відносною вологістю не більше 80%, при кліматичному виконанні УХЛ, категорія розміщення 4.

Обладнання для підйому кузовів транспортних засобів може слугувати як для ремонтних дій на стапелі, так і в якості підйомника. Вимоги до даного обладнання мають охоплювати:

- Нескладність конструктивного виконання;

- Забезпечення високої експлуатаційної надійності;

- Здатність до зміни положення вантажної платформи по вертикалі;

- Гарантія стабільності під час роботи;

- Адаптація для легкого пересування візка за рахунок фізичної сили оператора;

- Унеможливлення несанкціонованого перекидання візка;

- Реалізація виробництва обладнання в умовах існуючих виробничих потужностей підприємства.

Характеристики підйомного обладнання:

- максимальне навантаження - 2500 кг;

- висота підйому - 750 мм;

- вага обладнання - 250 кг.

### **3.2 Технічне пропозиції**

Всі аналізовані моделі в цій категорії є частиною ремонтного устаткування, зокрема підйомників для автомобільних кузовів. На початковому етапі здійснюється вивчення наявних конструкцій та перегляд проектних

рішень. Потрібно детально перевірити і проаналізувати існуючі моделі, оцінивши їх згідно з критеріями відбору та вимогами технічного завдання. Раннє виявлення будь-яких конструктивних недоліків дозволить вчасно їх виправити та вдосконалити проект. [2]

Звернемо увагу на детальний опис аналогів та їхні технічні параметри. Підйомник кузова автомобіля моделі С17.13 випускається вже понад п'ять років. Спочатку ця модель носила назву С17.13. Її відзначає унікальна конструкція, яка дозволяє легко встановлювати автомобіль на підйомник без потреби у додаткових адаптерах чи приладах (див. рисунок 3.2).



Рис. 3.2. Підйомник для автомобілів моделі С17.13.

Конструкція рами цього підйомника зварена цілісно і пристосована до ширини оглядових канав, призначених для вантажних автомобілів. Обладнано двома обертовими роликами та двома демонтованими опорними стійками у передній частині. Регулювання кузовних захоплень за шириною та довжиною ремонтowanego автомобіля дозволяє адаптувати пристрій під різноманітні типи транспортних засобів.

Міжосьова відстань між передніми та задніми захопленнями змінюється від 1060 до 1820 мм, з можливістю регулювання кроком у 140 мм;

Ширина установки захоплень варіюється від 860 мм до 1850 мм.

Основна робоча зона розміщена нижче днища автомобіля, що забезпечує зручність при розміщенні автомобіля на оптимальній робочій висоті. Пороги автомобіля, встановленого на стапель, розташовані на висоті 900 мм, тоді як лінія вікон - приблизно на висоті 1500 мм. Заїзні трапи можуть слугувати підставкою для доступу до верхніх точок автомобіля.

Підйомник моделі N634-4,5, представлений на рисунку 3.3, спеціалізований для легкових автомобілів всіх марок, оснащених обробленими порогами. Цей підйомник ідеально підходить для автомобілів, що вимагають спеціального підходу під час ремонту.



Рис. 3.3. Підйомник моделі N634-4,5.

Цей пневматичний автопідйомник сконструйований із двох горизонтальних платформ, що з'єднані пневмобалонами. Основа цієї системи - стабільна платформа. Пневмобалони забезпечують підйом верхньої платформи, розширюючись за допомогою вбудованої пневматичної системи. Максимальна вантажопідйомність становить 4000 кг; висота підйому варіюється від 550 до 1200 мм; загальна вага підйомника - 375 кг.

Підйомник для кузовів AT&TF27. Стійки даного підйомника мають направляючі опори, що гарантують їх вертикальне положення. Рама, яка рухається вздовж канави, є ключовою частиною підйомної системи (див. рисунок 3.4). Ця конструкція забезпечує ефективне та безпечне переміщення кузовів транспортних засобів під час ремонтних робіт.

Максимальна вантажопідйомність – 2500 кг;

Висота підняття – 970 мм;

Вага підйомника – 355 кг.

Оцінка патентної інформації буде виконана з використанням інженерних методів прогнозування.





Рис. 3.4.

Для цього ми розробимо таблицю 3.1, яка містить ключові характеристики для порівняння, та таблицю 3.2, що включає оцінки від експертів у галузі використання такого обладнання.

Таблиця 3.1 представляє технічні параметри підйомників для автомобільних кузовів.

| Показники                        | C17.13 | N634-4,5 | «АТ&ТF27» |
|----------------------------------|--------|----------|-----------|
| Вантажопідйомність, кг           | 2500   | 4000     | 2500      |
| Час підйому, с                   | 60     | 50       | 45        |
| Час опускання, с                 | 40     | 30       | 30        |
| Кількість силових пристроїв, шт. | 2      | 2        | 2         |
| Маса, кг                         | 298    | 375      | 355       |

Для детального аналізу сильних та слабких сторін аналогічного обладнання, нижче представлено інформацію у формі графічного зображення (рисунок 3.5).

Провівши аналіз конструкцій, представлених вище, можна визначити кілька ключових переваг:

Вбудований підйомник (FT-40K) забезпечує швидке встановлення автомобіля на підйомник, що значно спрощує виконання слюсарних, монтажних та інших ремонтних робіт. Крім того, підйомник може



використовуватися для інших завдань, не пов'язаних із виправленням кузова, що сприяє підвищенню універсальності робочого місця.

Таблиця 3.2 – Аналіз споживчих властивостей підйомних пристроїв для кузовів автомобілів.

| Шифр підйомника  | Вантажопідйомність | Час підйому | Час опускання | Кількість силових .. | силового пристрою | Вага | Середня оцінка |
|------------------|--------------------|-------------|---------------|----------------------|-------------------|------|----------------|
| C17.13           | 9                  | 9           | 8             | 8                    | 9                 | 7    | 8,3            |
| N634-4,5         | 6                  | 6           | 6             | 7                    | 6                 | 8    | 6,4            |
| AT&TF27          | 8                  | 7           | 7             | 8                    | 7                 | 5    | 7,3            |
| Середнє значення | 7,6                | 7,8         | 7,5           | 7,8                  | 7,8               | 7,3  |                |

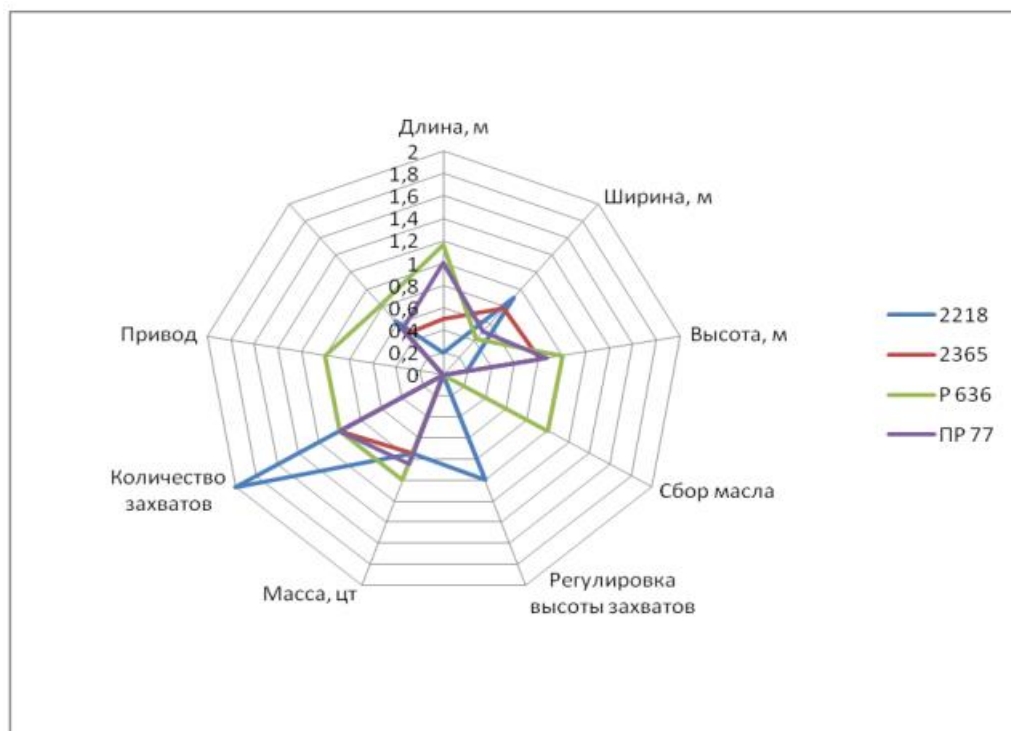


Рис. 3.5. Графік аналізу споживчих властивостей аналогічних пристроїв.

Унікальна конструкція рами дозволяє фіксувати силову консоль у будь-якій точці, зокрема на кутах канави (ПС-97В), що відкриває можливість виконувати широкий спектр робіт незалежно від їх складності.

У розробці, представлений у цій роботі, основна ідея полягає у поєднанні вищезазначених рішень у єдиній конструкції. Такий підхід дозволяє створити

зручну та багатофункціональну конструкцію, яка перевершує існуючі аналоги за своєю універсальністю і функціональністю, зберігаючи при цьому економічну доступність.

### **3.3 Початковий проєктний розрахунок**

Визначення основної схеми конструкції. На основі аналізу наявних зразків можна дійти висновку, що конструкція має складатися із шести ключових компонентів:

Базова рама. Цей елемент забезпечує початкове встановлення автомобіля та монтаж силового механізму. Рама повинна мати мінімальні розміри 900x1200 мм (відповідно до стандартних габаритів легкових автомобілів) та вузькі сторони у вигляді півкола з радіусом 1000 мм, що дозволяє розташовувати силову консоль під різними кутами до кузова. Також конструкція рами має підтримувати встановлення підйомника з мінімальними габаритами 1400x970 мм, виходячи з розташування точок опори більшості легкових автомобілів.

Рама підйомника. Вона слугує основою для закріплення автомобіля на підйомнику, забезпечуючи стабільність під час експлуатації.

Опори підйомника. Ці елементи повинні піднімати автомобіль на висоту щонайменше 600 мм, що є необхідним для виконання більшості типів ремонтних робіт.

Силовий механізм. Його висота має становити не менше 800 мм над рівнем базової рами, виходячи з максимально можливих габаритів автомобіля.

Гідроциліндр. Це ключовий компонент, який забезпечує підйом конструкції завдяки своїй потужності та надійності.

Основні завдання в рамках цієї роботи:

Визначення оптимального типу гідроциліндра для підйомника.

Проведення розрахунків на міцність базової рами.

Аналіз міцності платформи та основних елементів, що піддаються навантаженню.

Ці завдання дозволять розробити конструкцію, що відповідатиме всім вимогам надійності та ефективності. [11]

### 3.4 Розрахунки ключових елементів конструкції

Базова рама є основним конструктивним елементом, виконаним зі зварених квадратних сталевих труб. Головне навантаження, яке припадає на раму, обумовлене вагою транспортного засобу, що ремонтується. Найбільші силові впливи спрямовані на поздовжні елементи рами. Для розрахунків прийнято, що максимальна вага, що впливає від осі автомобіля, становить 2500 кг. Це відповідає загальному навантаженню на раму силою 25000 Н.

Склавши результуючу силу, яка утворюється в двох точках прикладання навантаження, формуємо розрахункову модель:

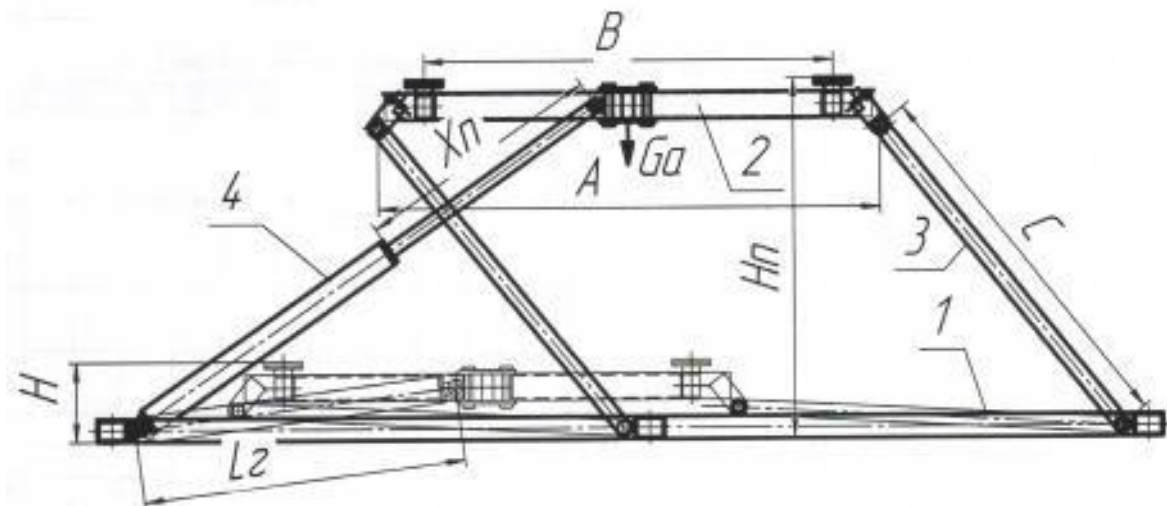


Рис. 3.6. Схема розмірів та силових чинників:

1 – базова конструкція; 2 – робоча платформа; 3 – вертикальна стійка; 4 – підйомний гідроциліндр. А – загальна довжина платформи; В – відстань між центрами опор; С – висота вертикальної стійки; Н – габаритні розміри підйомника у складеному стані; Нп – робоча висота підйому; Lг – довжина гідроциліндра; Xп – амплітуда ходу штока.

Спершу слід визначити реакції в опорах конструкції.

$$\sum F_y = 0 \quad (3.1)$$

$$R_A - P + R_B = 0 \quad (3.2)$$

Для цього запишемо друге рівняння рівноваги:

$$\sum M_A = 0 \quad (3.3)$$

$$-150P + R_B \cdot 150 \cdot 2 = 0 \quad (3.4)$$

З першого рівняння отримуємо значення:

$$R_A = P - R_B = 25000 - 12500 = 12500H$$

На основі другого рівняння розраховуємо:

$$R_B = \frac{P \cdot 150}{150 \cdot 2} = 12500H$$

Після визначення реакцій в опорах будуємо епюри внутрішніх силових факторів, що відображають розподіл зусиль у конструкції.

У розрахунках передбачається використання чотирьох сталевих труб (по дві з кожного боку) з матеріалу Ст3. Переріз труб має квадратну форму з розмірами 80х6 мм, момент опору  $W_y = 38,46 \text{ см}^3$ , а допустима напруга матеріалу  $[\sigma] = 1250 \text{ кгс/см}^2$ .

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{187500}{4 \cdot 38,46} = 1218,8 < [1250].$$

Таким чином, умови міцності конструкції дотримані. Наявний запас міцності є достатнім, тому застосування труб із більшим перерізом недоцільне, адже це спричинило б суттєве здорожчання конструкції.

Процес вибору гідроциліндра базується на визначенні необхідного зусилля, яке повинно забезпечити силовий елемент конструкції. Проведений аналіз аналогічних пристроїв дозволяє зробити висновок, що зусилля в 2,5 т (або 25000 Н) є достатнім для виконання завдань, передбачених функціональністю конструкції.

Важливо врахувати, що гідроциліндр у даній конструкції розташований під прямим кутом до платформи. Це забезпечує максимальну ефективність його роботи, адже вся прикладена сила (відповідно до її проекції на горизонталь) спрямовується на виконання корисної роботи. Крім того, з механічної точки зору, платформа функціонує як система важелів, і співвідношення плечей сил, які прикладаються гідроциліндром і передаються через опори на кузов автомобіля, суттєво впливає на розподіл навантажень.

Оскільки конструкція не обмежує кут встановлення гідроциліндра, для спрощення розрахунків у цій роботі прийнято, що кут між штоком гідроциліндра і вертикаллю становить  $90^\circ$ . У такій конфігурації сила, що безпосередньо спрямована на виконання корисної роботи, повинна дорівнювати:

$$F_x = F_{\text{обц}} * \cos \alpha = F_{\text{обц}} * \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (3.5)$$

$$F_{\text{обц}} = F_x * 1,16 = 35000 * 1,16 = 40600 \text{ Н}$$

Величина моментів у кожному конкретному випадку може значно варіюватися, однак для спрощення розрахунків приймаємо, що співвідношення плеча кріплення гідроциліндра до ширини платформи дорівнює 1:1. За таких умов, щоб забезпечити силу в 25000 Н, яка прикладається до кузова автомобіля, необхідно, щоб сила виштовхування штока гідроциліндра дорівнювала:

$$F_{\text{цил}} = F_{\text{обц}} * 3 = 25000 * 3 = 75000 \text{ Н}$$

Вибір гідроциліндра для підйомника слід починати з аналізу кута його встановлення щодо площини підйому при мінімальній висоті платформи. Це дає змогу визначити необхідне зусилля на основі проекції сили, яка виштовхується штоком. Крім того, важливо визначити точки закріплення циліндра до опор підйомника, щоб забезпечити точний розрахунок моменту сили, яка використовується для підйому.

На основі існуючої практики проектування та виробництва подібних систем встановлено, що оптимальний кут розташування гідроциліндра у нижньому положенні становить 15 градусів. Точки кріплення передбачено на рамі та в центрі опори. При цьому максимальна висота підйому платформи становить 600 мм, а кут нахилу опори до платформи в крайньому верхньому положенні не перевищує 45 градусів, що забезпечує безпечну експлуатацію. Виходячи з цих параметрів, визначаються розміри опор підйомника.

Зусилля, яке генерує шток гідроциліндра, залежить від потужності насоса, що забезпечує рух поршня. Для цього проекту використовується насос із максимальною потужністю не більше 70 МПа (або 713,8 кгс/см<sup>2</sup>), щоб

уникнути надмірного здорожчання конструкції. Розрахунок діаметра гідроциліндра виконується за допомогою наступної формули:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{цпл}}}{\pi p \eta}} \quad (3.6)$$

де  $F$  - зусилля виштовхування штока циліндра,

$p$  - номінальний тиск,

$\eta$  - ККД, який дорівнює 0,95.

$$D = \sqrt{\frac{4 * 12180}{3,14 * 70 * 0,95}} = 65,27 \text{ мм}$$

Таким чином, гідроциліндр повинен забезпечувати діаметр поршня не менше 70 мм і бути здатним працювати при робочому тиску 70 МПа.

Як базову модель обрано гідроциліндр RC-70. Технічні характеристики: діаметр поршня - 70 мм, хід штока - 632 мм, робочий тиск - 70 МПа

Аналіз міцності платформи. Згідно з проєктними вимогами, максимальне навантаження на платформу становить 2500 кг, що відповідає силі 25000 Н. У результаті цього консоль платформи піддається дії протилежно спрямованої реактивної сили, яка формує вигинальний момент, що спричиняє навантаження на платформу.

$$F_{\text{цпл}} = 121800 * \sin 60^\circ = 105481,98 \text{ Н} \approx 105500 \text{ Н}$$

Для використання в конструкції пропонується застосувати дві сталеві труби, виготовлені з матеріалу Ст3, із квадратним перерізом розмірами 180x10 мм. Момент опору профілю становить  $W_y = 350,44 \text{ см}^3$ , а допустима напруга матеріалу -  $[\sigma] = 1250 \text{ кгс/см}^2$ .

Тоді

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{866340}{2 * 350,44} = 1236,07 < [1250].$$

Отже, умови міцності конструкції задоволені.

Однак, крім розрахунку балки на вигин, слід також провести аналіз міцності осі кріплення ролика на зсув, використовуючи наступну формулу:

$$d = \sqrt{\frac{4S}{\pi * i * z * \tau_{cp}}} \quad (3.7)$$

де  $d$  - діаметр осі в міліметрах;

$S$  - величина навантаження на зсув, виражена в мегапаскалях (МПа);

$i$  - кількість площин, у яких виникає зсув;

$z$  - загальна кількість осей у конструкції;

$\tau_{cp}$  - допустиме напруження зсуву, визначене в мегапаскалях (МПа).

Для осі кріплення ролика, виготовленої зі сталі марки 40Х, слід виконати розрахунки, враховуючи зазначені параметри.

$$d = \sqrt{\frac{4 * 25133}{3,14 * 1 * 1 * 330}} = 17,98 \text{ мм}$$

Враховуючи необхідний запас міцності, обираємо діаметр осі 20 мм.

$$d = \sqrt{\frac{4 * 50267}{3,14 * 1 * 1 * 330}} = 25,43 \text{ мм}$$

Для осі кріплення ролика, виготовленої зі сталі марки 40Х, приймаємо діаметр 28 мм, що також враховує достатній запас міцності для забезпечення надійності конструкції. [17]

## 4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

### 4.1 Аналіз порівняльних конструкцій методологія та підхід

Для ефективного досягнення поставлених цілей у межах цього проекту робота була розподілена на кілька ключових етапів: аналіз і відбір концепцій, оптимізація системного рівня та структурна оптимізація. Деталізований алгоритм підходу представлений на блок-схемі (рисунок 4.1), що відображає послідовність етапів.



Рис. 4.1. Блок-схема методологічного підходу

Порівняльний аналіз і вибір концепцій. На першому етапі аналізуються різні варіанти конструкцій ступичного вузла, спираючись на існуючі конструктивні рішення, а також на досвід автора та компанії EKS. Для візуалізації створюються прості CAD-моделі. На цьому етапі збираються всі можливі ідеї та технічні деталі, які можуть мати значення для розробки.

Системна оптимізація. Наступним етапом є оцінка та валідація кожного із запропонованих концептів для визначення найбільш ефективних варіантів. Головна мета – зменшення маси конструкції та, за можливості, скорочення кількості деталей. Для цього використовується алгоритм, який дозволяє обрати оптимальні варіанти для подальшого опрацювання.

Структурна оптимізація. Обрані концепції конструкцій деталізуються у вигляді точних CAD-моделей. Далі виконується аналіз методом скінченних елементів (Finite Element Analysis) для оцінки міцності та маси кожного варіанта. На основі результатів структурної оптимізації обирається один або два концепти, які найкраще відповідають поставленим цілям проекту.

У цьому розділі здійснюється порівняння двох різних конструкцій ступичного вузла, які компанія EKS розглядає як перспективні для оцінки їхніх



переваг та недоліків. Мета аналізу полягає в тому, щоб оцінити як існуючу конструкцію ступичного вузла, так і альтернативний варіант від Pankl Systems, для вивчення їх конструктивних особливостей. Поточна конструкція може мати певні технічні переваги, які слід врахувати під час розробки вдосконаленого дизайну. [22]

Аналіз здійснюється за такими напрямками:

Зручність механічного використання. Розглядається, наскільки конструкції ступичного вузла зручні для роботи механіків. Оцінюється, як вузол взаємодіє з іншими компонентами автомобіля, і наскільки легко його можна замінити чи модифікувати з мінімальними витратами часу та зусиль.

Інженерний підхід. Оцінюється кількість деталей у кожній конструкції, а також обсяг використаних матеріалів і загальна маса. Це дає змогу зрозуміти, які зміни можна внести для зменшення кількості компонентів і зниження ваги конструкції.

У цьому розділі економічна складова (ціна) не враховується. У таблиці 4.1 подано результати порівняльного аналізу конструкцій із переліком їхніх переваг і недоліків. Ця інформація є критично важливою для визначення ключових аспектів, які потрібно врахувати при створенні нової конструкції ступичного вузла на етапі попереднього дослідження.

Загальна маса поточного ступичного вузла, а також вузла Pankl Racing-Hub, з урахуванням ШРКШ (CV-joint), представлена для порівняння у таблиці 4.1, яка буде детально проаналізована у подальших розділах. Обидві конструкції мають як переваги, так і недоліки, проте ступичний вузол Ford Fiesta, розроблений компанією Pankl Systems, привертає увагу своєю зменшеною масою та меншою кількістю компонентів, що є важливими аспектами для аналізу.

Головною метою даного проєкту є оптимізація конструкції ступичного вузла шляхом зменшення його маси, тому розгляд цих параметрів є ключовим і включений до процесу відбору концепцій. [7] [9]

Таблиця 4.1. Порівняльний аналіз конструкцій.

| Кількість компонентів               | 5                                                                                                                                                                             | 1                                                                                                                            |
|-------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Маса зібраного ступичного вузла [г] | 4776                                                                                                                                                                          | 2864                                                                                                                         |
| Переваги конструкції                | Зручний та простий дизайн (1). Використовується в сучасних автомобілях з необхідним функціоналом (2). Можливість демонтажу ШРКШ без зняття ступичного вузла з автомобіля (3). | Суцільна конструкція (1). Компактність і зручність монтажу (2).                                                              |
| Недоліки конструкції                | Відносно велика маса (1).                                                                                                                                                     | Для заміни ШРКШ потрібно повністю знімати ступичний вузол або поворотний кулак (2). Ускладнена заміна гальмівного диска (3). |

#### 4.2 Вибір концепцій для досягнення поставленої мети

Для досягнення поставленої мети зі зменшення маси ступичного вузла використовується методика перепроєктування, яка зосереджується на оптимізації дизайну та скороченні кількості компонентів. Проведений аналіз включає порівняння існуючої конструкції ступичного вузла з іншими доступними варіантами, представленими на ринку, зокрема зі ступичним вузлом компанії Pankl Systems. Для спрощення розробки потенційних рішень створюється спрощена CAD-модель, що акцентується лише на основних функціональних характеристиках деталей. [14]

Використання CAD-моделювання замість ручного створення креслень обрано для забезпечення гнучкості у внесенні змін до розмірів деталей, а також

для зручного складання їх у вузол для подальшої оцінки функціональності та відповідності розмірів.

Рисунок 4.2 демонструє концепцію, у якій адаптер гальмівного диска інтегровано безпосередньо у ступичний вузол. Рисунок 4.3 показує перепроєктоване гніздо, виготовлене з нового матеріалу, що сприяє зменшенню загальної маси конструкції. Рисунок 4.4 ілюструє ультралежку версію конструкції, розроблену з акцентом на мінімізацію маси.

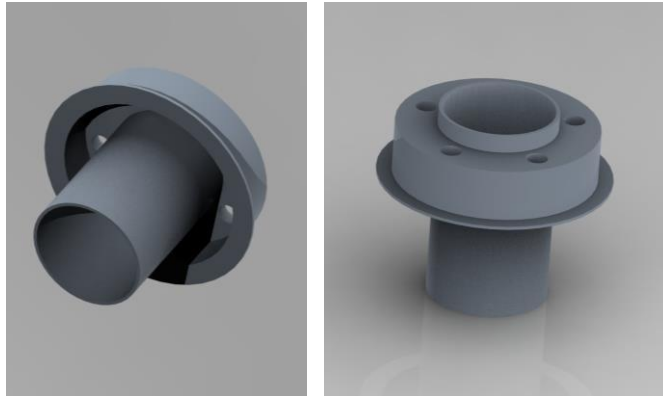


Рис. 4.2. Концепт ступичного вузла – 1.

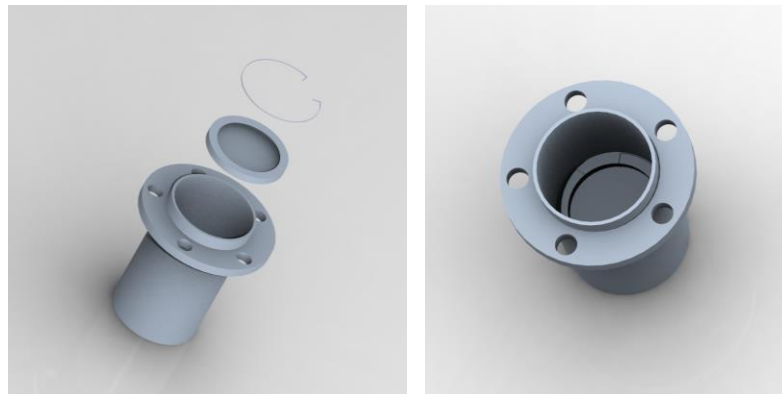


Рис. 4.3. Концепт ступичного вузла – 2.

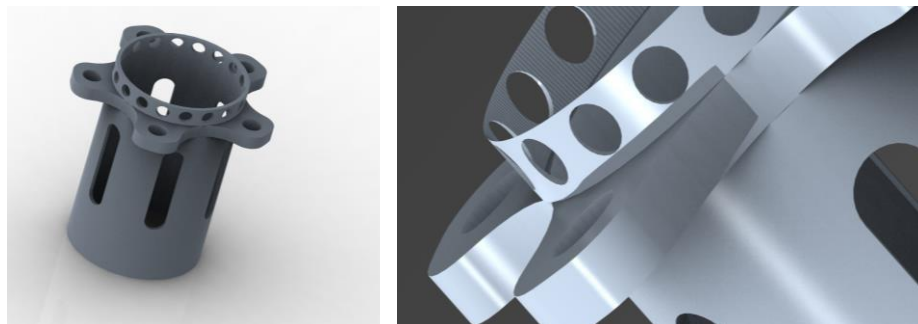


Рис. 4.4. Концепт ступичного вузла – 3.

Усі розроблені концепції мають пройти ретельне тестування за допомогою програмного забезпечення для аналізу методом скінченних елементів. Додатково, їх необхідно інтегрувати з іншими концептуальними

рішеннями для досягнення оптимального результату, що відповідає цілям проєкту. [3]

Оцінювання конструкцій проводиться як у межах загального вузла, так і для кожного компонента окремо. Такий підхід забезпечує детальне дослідження оптимальної конструкції складових деталей і дозволяє оцінити їхній вплив на ефективність роботи всього ступичного вузла. Аналіз проводиться ітеративно, що дозволяє поступово вдосконалювати конструкцію, враховуючи такі параметри, як міцність, зменшення маси та зручність експлуатації з механічної точки зору.

Процес оптимізації базується на застосуванні алгоритму, який включає: зменшення кількості матеріалу в деталях, які зазнають незначних силових впливів;

перепроєктування важливих компонентів для підвищення їх ефективності;

оптимізацію критичних елементів, які піддаються значним навантаженням, з урахуванням їхньої форми, розмірів і топології (Vitthal Wable & Sanjong Shah, 2017).

На основі попередніх етапів - порівняльного аналізу, відбору концептів та системної оптимізації - концепції доопрацьовуються за допомогою CAE-програмного забезпечення (CAE - комп'ютерно-інженерний аналіз). Основним завданням цього етапу є оптимізація геометрії та розмірів компонентів для досягнення максимальної міцності при мінімальній масі.

Концепції піддаються глибокому аналізу, а результати оцінюються за показниками зменшення маси. Оптимізація поточної конструкції виявилася недостатньо результативною через її конструктивні обмеження. Остаточний результат включає повністю нову або кардинально оновлену конструкцію ступичного вузла.

### **4.3 Поняття пружних і незпружених мас**

У цьому пункті основна увага приділяється незпруженим компонентам системи підвіски, тоді як пружна маса використовується виключно у

теоретичних моделях і симуляціях для оцінки характеристик. Пружна маса визначається таким чином:

Маса, що підтримується підвіскою, включаючи часткову вагу компонентів самої підвіски. Пружна вага - це робоча маса транспортного засобу за виключенням незпруженої ваги, а пружна маса - це ця вага, поділена на гравітаційну сталу. [19]

Незпружена маса визначається так:

Маса, яка не підтримується підвіскою, а безпосередньо передається через шини. Незпружена вага включає вагу шин, коліс, усіх компонентів, що рухаються разом із колесами, а також часткову вагу елементів підвіски, пружин і півосей. Незпружена маса визначається як вага, поділена на гравітаційну сталу.

#### **4.4 Теоретичні та математичні моделі**

Аналізу фізичних і механічних процесів важливу роль відіграють теорія вібрацій і принципи роботи систем типу пружина-маса, які розглядаються у спрощеному форматі. Для глибшого розуміння таких характеристик, як баланс автомобіля, розподіл маси та продуктивність, кожна частина транспортного засобу аналізується як незалежна підсистема. Кожна з цих підсистем є окремою складовою частиною загальної системи руху автомобіля.

Проте у межах цього проєкту, через часові рамки та обмеження функціональності програмного забезпечення, виконати повний аналіз усього автомобіля неможливо.

Для вивчення поведінки систем і їхньої взаємодії використовується підвіска, змодельована за допомогою спрощених теоретичних моделей та чисельного програмного забезпечення. У деяких випадках ліцензії для академічного використання обмежують доступ до розширених можливостей програм, що потребує припущень та аналізу кожного елементу окремо, аби забезпечити точність моделювання. Тим не менш, математичні та теоретичні принципи залишаються однаковими для всіх підходів. [6]

Наприклад, колесо виконує роль пружини та демпфера через еластичність шини. Цей фактор може бути включений до моделі або ігнорований, залежно від поставлених завдань. За оцінками, демпфування шини становить близько 2% для автомобіля, а залишкові коливання компенсуються підвіскою.

Крім того, враховується маса кузова через її вплив на розподіл ваги. Якщо використовується модель чверть автомобіля, припускається, що маса становить 25% від загальної маси транспортного засобу. Це є доцільним припущенням, але може призвести до помилок у симуляції, якщо масовий баланс автомобіля визначено неточно.

В умовах спрощеної системи часто можливо включити додаткові підсистеми. У певних випадках, шина або вплив дорожнього покриття можуть бути інтегровані як такі підсистеми, що сприяє полегшенню процесу моделювання. Результати, отримані з цих підсистем, інтегруються у загальну модель, забезпечуючи точне відтворення поведінки більш складних систем. Моделювання механічних систем варіюється в залежності від специфіки застосування, наявного програмного забезпечення та розуміння самої системи, причому в багатьох випадках достатньо лише її спрощення для аналізу даного рівня проблематики.

Масово-пружинна система для моделі чверть-автомобіля. Система, складена з однієї або кількох мас, які підвішені на пружинах і амортизаторах, ініціюється вхідним сигналом  $W$ . Система з одним виміром містить лише одну масу, в той час як система з двома вимірами складається з двох мас: пружної маси  $m_s$  і непружної маси  $m_{us}$ . У рамках даного дослідження особлива увага приділяється двовимірній системі з метою аналізу непружної маси. Посилання на рисунок 4.5. В моделі шина представлена через пружину та амортизатор для імітації руху та гасіння коливань. Згадана модель (рисунок 4.5) застосовується для проведення симуляції в програмах MATLAB та Simulink.

Сигнал  $W$  може представляти собою імпульсне або коливальне зміщення. Коли маси відхиляються від стану рівноваги, можна визначити та виміряти їхнє розташування. Аналізування динаміки системи мас здійснюється шляхом вивчення взаємодії між масами, пружинами, амортизаторами та вхідними

сигналами. Дослідження системи охоплює такі параметри, як переміщення, прискорення та швидкість. Амортизатор, який сполучає кузов автомобіля (пружну масу) з опорною стійкою (непружну масу), виконує функцію регулювання рухів мас. Пружина у системі задіяна для утримання пружної маси на заданій висоті та амортизації ударів від дорожньої поверхні.

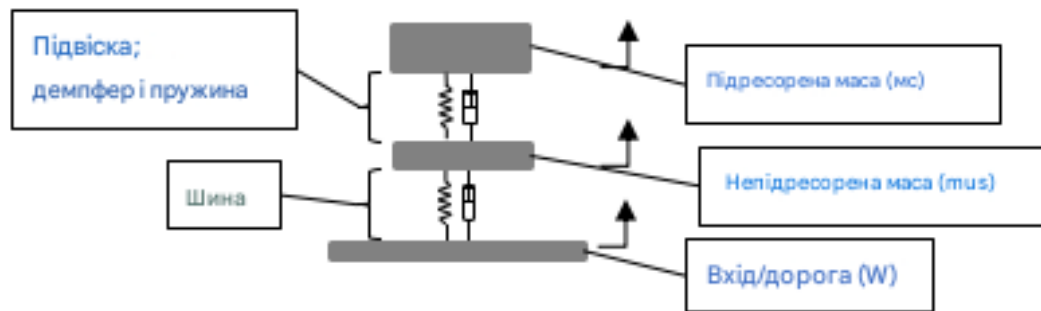


Рис. 4.5. Двовимірна масово-пружинна система

Для демонстрації важливості зниження непружної маси  $m_{us}$  виконано моделювання чверть-автомобіля в середовищах MATLAB® та Simulink®. У рамках моделі, вхідний сигнал  $W$  представлено у формі синусоїди або ступенчастої функції, що дозволяє оцінити та візуалізувати положення, прискорення і швидкість як для пружної маси  $m_s$ , так і для непружної маси  $m_{us}$ . Відображення симуляції ступінчатого входу наведено на рисунку 4.6. У моделі використані параметри шини зі стандартними коефіцієнтами жорсткості та демпфування: Жорсткість шини  $1 \cdot 10^{-6}$  Н/м і Демпфування шини 100 Н/(м/с). Підвіска змодельована з пружиною та амортизатором, параметри яких вибрані довільно для відтворення реакції системи, при цьому вони адаптуються залежно від траси, умов дороги та стилю водіння. Хоча ці параметри можна оптимізувати для обох типів мас, в цьому процесі вони не беруться до уваги. Згідно симуляції на Рисунку 4.6, менша непружна маса 25 кг (зелена) швидше адаптується до нерівностей і краще слідує дорожньому покриттю порівняно з більшою масою 35 кг (помаранчева), обидві маси вибрані довільно. Менша маса забезпечує менший максимальний відхил і швидше стабілізується у стаціонарному положенні. Відмінності в положенні пружної маси є невеликими, однак, як описано у вступі, забезпечення тяги є критичним, і шина повинна зберігати контакт з поверхнею. [13]

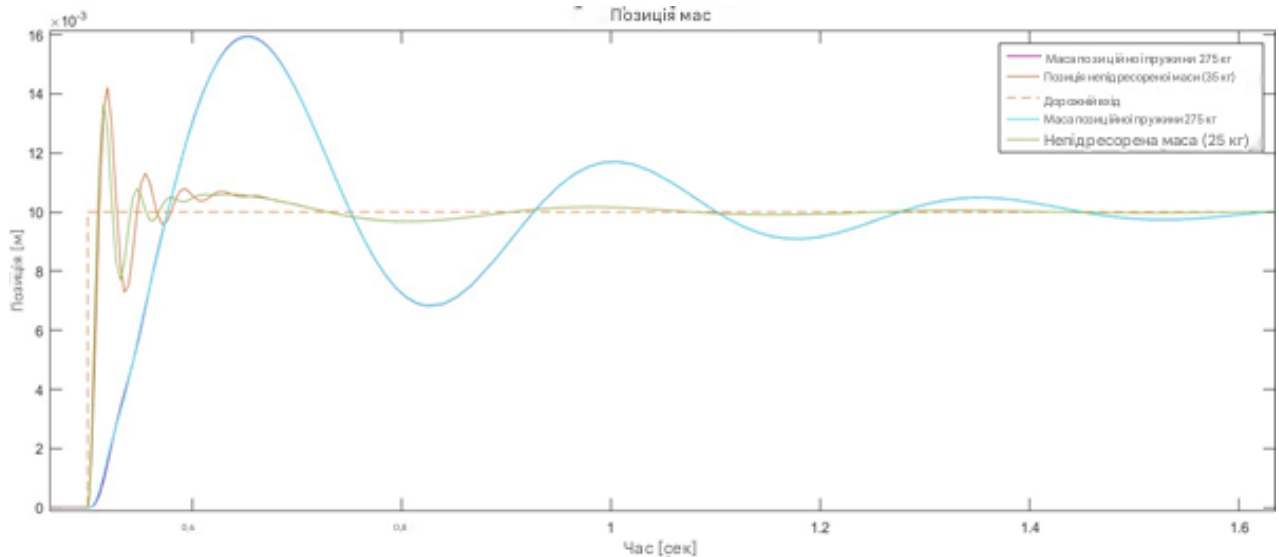


Рис. 4.6. Графік симуляції з Simulink для двох різних непружних мас.

#### 4.5 Аналіз прикладених навантажень

Дослідження прикладених навантажень на вузол ступиці колеса проводиться з метою детального розуміння впливу на цей компонент. Вибір двовимірного підходу (2D) дозволяє спростити математичні рівняння і забезпечити можливість їх розрахунків вручну або за допомогою MATLAB®. Такий формат аналізу сприяє кращій наочності та легшому розумінню, хоча і існує можливість застосування більш складних моделей, проте для даного класу розрахунків двовимірна модель є адекватною.

Припущення у розрахунках та скінченно-елементному аналізі. Під час розрахунків прикладених навантажень встановлюються певні припущення. Зокрема, коефіцієнт тертя між шиною та поверхнею дороги визначається як сталий. Це зумовлено потребою врахування максимально можливої сили в умовах неоднозначності значення коефіцієнта тертя між гумою шини та асфальтом. Прикладні значення цього коефіцієнта коливаються в межах приблизно 0.5-0.8. В умовах відсутності ковзання між шиною та дорогою, сила досягає максимуму, як показано в рівнянні (4.1). За припущенням сталого значення коефіцієнта тертя,  $\mu=1$ , використовується співвідношення, наведене в рівнянні (4.2). Для більшої ясності, що ілюструє припущення, прийняті для формулювання рівняння тертя. [21]



$$\frac{|F|}{|N|} < \mu \quad (4.1)$$

$$\text{With } \mu=1 \rightarrow |F| = |N| \quad (4.2)$$

Локація центру ваги та моменту інерції в цих вимірах зафіксована, як вказано у висновках, Зона кріплення обода до ступиці визначена як вся доступна площа обода. Реально обід приєднується тільки до обмеженої зони біля болтів колеса. Таке припущення введене для спрощення процесу, не зашкоджуючи симуляціям.

Габарити, застосовані для обчислення навантажень на ступицю колеса, взяті з моделі стандартного автомобіля. Однак єдиним змінним параметром є ширина для автомобіля, призначеного для ралі-кросу, де ширина збільшена на 140 мм порівняно зі стандартною моделлю, згідно з даними від EKS. Припущення щодо позиціонування автомобіля відносно землі та централізація координатної системи під автомобілем встановлені як одна третина висоти Н, детальніше див. у таблиці 4.2. Що стосується постійних даних та параметрів транспортного засобу, використаних у розрахунках, дивіться також таблицю 4.2.

Таблиця 4.2. Параметри для розрахунку діючих навантажень

|         | Параметр                                       | Символ | Величина       | Одиниця |
|---------|------------------------------------------------|--------|----------------|---------|
| Маса    | Загальна вага                                  | M      | 1300           | кг      |
|         | Маса без підвіски (чверть ваги авто)           | m_us   | 30             | кг      |
|         | Маса з підвіскою (чверть ваги авто)            | m_s    | 295            | кг      |
| Розміри | Довжина між колесами                           | Wb     | 2470           | мм      |
|         | Ширина автомобіля                              | Tw     | 1610(1470+140) | мм      |
|         | Повна висота автомобіля                        | H      | 1400           | мм      |
|         | Висота центру ваги                             | CGH    | 467            | мм      |
|         | Відстань від центру ваги до коліс зліва/справа | CG     | 805            | мм      |
|         | Відстань від центру ваги до                    | Lf     | 1235           | мм      |

|        |                                         |             |         |    |
|--------|-----------------------------------------|-------------|---------|----|
|        | передньої осі                           |             |         |    |
|        | Відстань від центру ваги до задньої осі | Lr          | 1235    | мм |
|        | Радіус колеса                           | Wr          | 350     | мм |
|        | Ширина колеса                           | Ww          | 250     | мм |
| Двигун | Крутний момент двигуна                  | T_driveline | 750-800 | Нм |

Збір інформації відбувся за допомогою програми Bosch WinDarab - інструменту для аналізу даних з датчиків автомобіля. У рамках цього проекту програма не була доступною, тому вибірка даних була зібрана у форматі текстового файлу та імпортована до MATLAB® для подальшого аналізу.

Перелік зібраних даних включав:

Час [сек]

Прискорення у трьох вимірах (x, y, z) [м/с<sup>2</sup>]

Тиск у зчепленні [Бар]

Тиск гальм на передній та задній осі [Бар]

Позиція амортизаторів [мм]

Кут керма [°]

Швидкість [м/с]

Інформація про рух шасі не була зібрана безпосередньо з автомобіля, проте можливість її обчислення через віртуальні канали на основі даних з датчиків амортизаторів існує. Калібрування даних амортизаторів виконувалося з урахуванням їх положення, коли автомобіль знаходився в стані спокою. Негативне значення (<0) свідчить про стиск амортизатора, позитивне (>0) - про його розширення. Використання цих даних дозволило визначити динаміку руху шасі. Результати аналізу положень амортизаторів представлено у вигляді графіків у MATLAB®, відповідно до зображення на рисунку 4.7 для кожного колеса автомобіля. [5]

Співвідношення положень амортизаторів між лівою та правою сторонами визначає кут нахилу  $\theta$ , тоді як зв'язок між середніми показниками амортизаторів на передній та задній осі представляє кут пікірування  $\Phi$ . Детальніше ці відносини описані у рівняннях (4.3), (4.4) та (4.5), які розроблені

в методиках аналізу даних для гоночних автомобілів і застосовані у даному дослідженні. За допомогою MATLAB® проведено візуалізацію для визначення середніх значень зібраних даних про положення амортизаторів, дивіться рисунок 4.8.

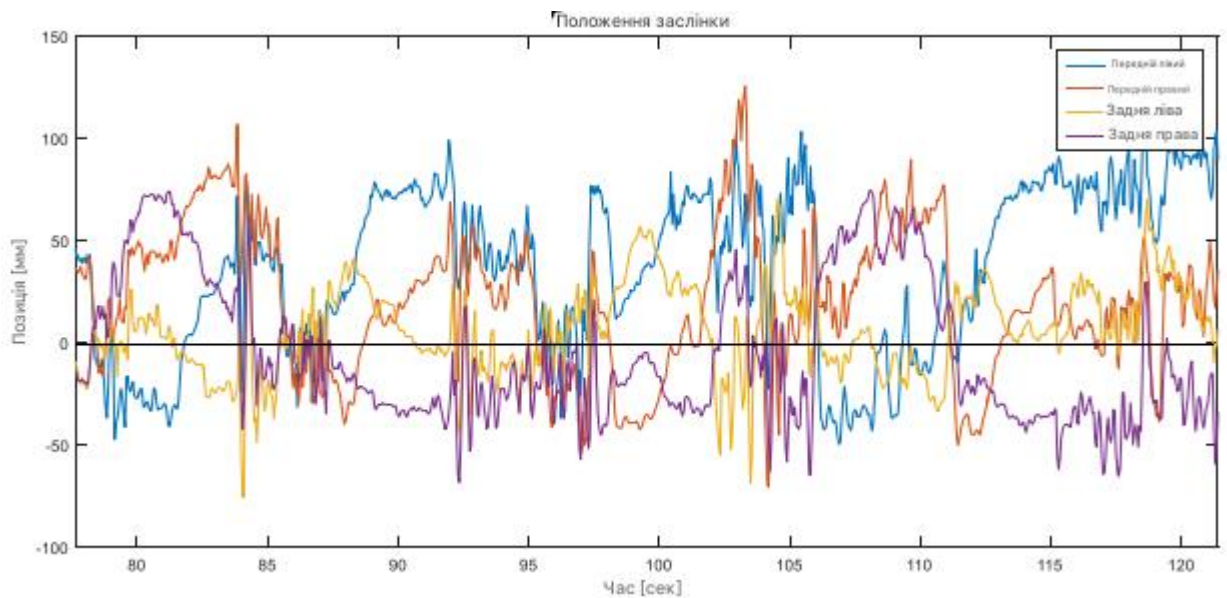


Рис. 4.7. Розміщення амортизаторів.

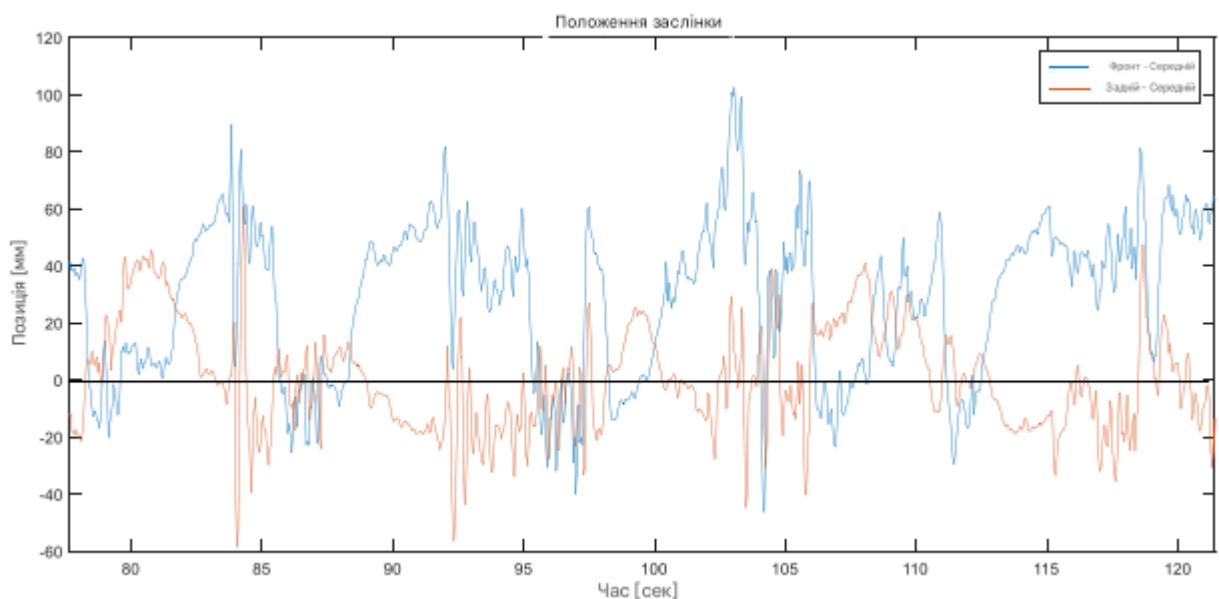


Рис. 4.8. Осереднене розташування амортизаторів - передня та задня частини.

Кути крену та пікірування, зафіксовані на рисунку 4.5, мають важливе значення для аналізу перерозподілу маси та зміщення центру маси транспортного засобу. Аналіз здійснюється з метою перевірки відповідності зібраних даних для визначення сил, які впливають на ступицю колеса. У формулах змінна  $z$  представляє положення амортизаторів, індексоване за місцезнаходженням на автомобілі,  $T_w$  означає ширину авто, а  $W_b$  - колісну

базу. Детальні числові дані можна переглянути у таблиці 4.2 та на рисунку 4.8, де представлено використані показники.

$$\text{Roll angle } \theta \text{ (Rear Axle)} = \tan^{-1} \left[ \frac{z_{RL} - z_{RR}}{Tw} \right] \quad (4.3)$$

$$\text{Roll angle } \theta \text{ (Total)} = \tan^{-1} \left[ \frac{(z_{FL} - z_{FR}) + (z_{RL} - z_{RR})}{2Tw} \right] \quad (4.4)$$

Визначення кута пікірування згідно з формулою (4.5):

$$\text{Pitch angle } \Phi \text{ (Total)} = \tan^{-1} \left[ \frac{z_F - z_R}{Wb} \right] \quad (4.5)$$

Аналіз динаміки шасі, включаючи нахили крену та пікірування, на основі рівнянь (4.3), (4.4), та (4.5), ілюструється результатами, відображеними на графіках у програмі MATLAB®, представленими на рисунку 4.9.

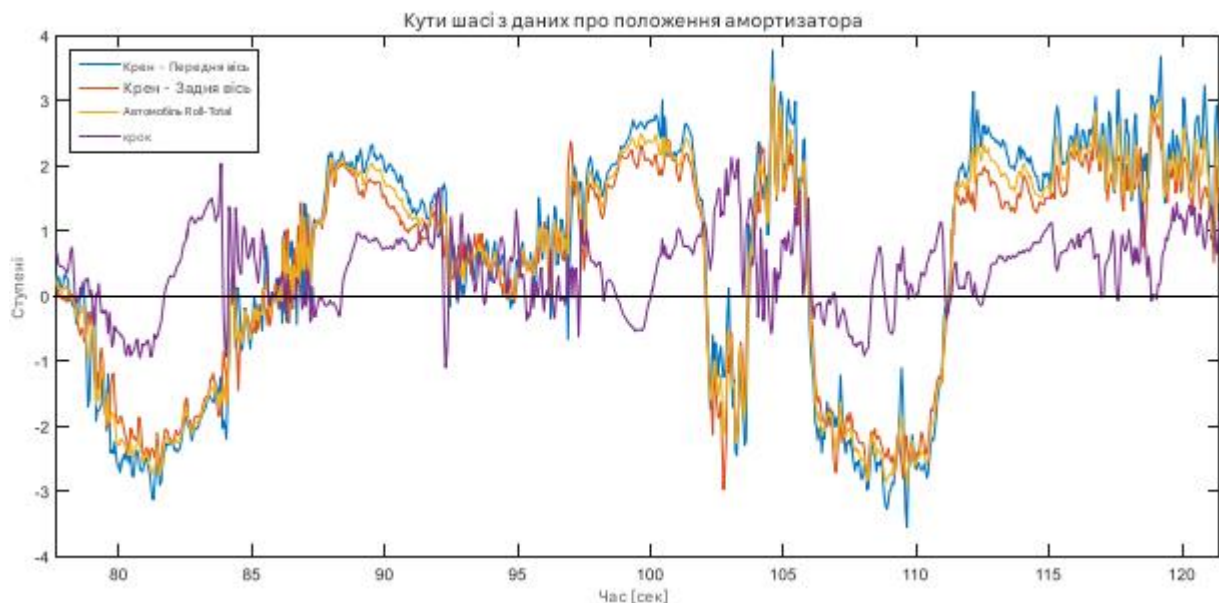


Рис. 4.9. Аналіз кутів крену

Кути нахилу шасі, які включають крен, залишаються незначними під час стандартного водіння, коливаючись в межах приблизно  $\pm 3^\circ$ . Кут повороту не змінює положення центру маси, оскільки обертання відбувається тільки в площині x-y. За даними рівнянь (4.6) та (4.7), зміни у положенні центру маси внаслідок крену становлять близько  $\pm 24.4$  мм, що демонструється на рисунку 4.10. Вважається, що ці зміни не впливають на обчислення сил, що діють на ступицю колеса. Ці малі відхилення можна не враховувати. Вертикальна пунктирна лінія на рисунку 4.10 вказує на початкове положення центру маси.

$$CGH_{change,roll} = CGH \sin \theta \quad (4.6)$$

$$CGH_{change,pitch} = CGH \sin \Phi \quad (4.7)$$



Рис. 4.10. Зрушення центру маси.

Для визначення сил, які діють на колеса, було створено дві діаграми вільних тіл: на рисунку 4.11 представлено фронтальний вигляд автомобіля, а на рисунку 4.12 – бічний вигляд, що допомагає висунути припущення про активні сили. Їзда в умовах, що вважаються звичайними, передбачає відсутність аномальної поведінки транспортного засобу та ідеально рівну дорожню поверхню без колій, вологи, розсипаного гравію або асфальту.

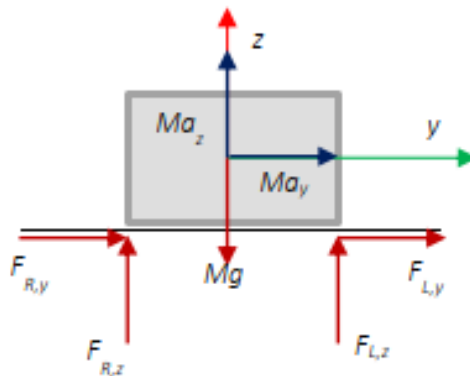


Рис. 4.11. Схема сил у площині y-z.

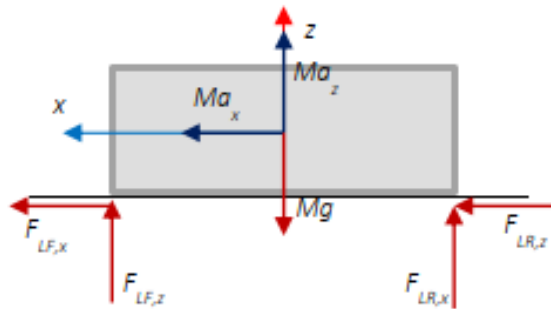


Рис. 4.12. Схема сил у площині x-z.

Рівняння (4.8) та (4.9), визначені на площині y-z, де автомобіль показано з фронтальної перспективи на рисунку 4.11, пропонують наступне:

$$y^{\rightarrow}: F_{R,y} + F_{L,y} = Ma_y \quad (4.8)$$

$$z^{\uparrow}: F_{R,z} + F_{L,z} - Mg = Ma_z \quad (4.9)$$

Рівняння (4.10) та (4.11), розглянуті на площині x-z, з видом на автомобіль з лівого боку на рисунку 4.12, надають:

$$x^{\leftarrow}: F_{LF,x} + F_{RL,x} = Ma_x \quad (4.10)$$

$$z^{\uparrow}: F_{LF,z} + F_{LF,z} - Mg = Ma_z \quad (4.11)$$

Рівняння (4.8)–(4.11) описують сили, що діють у ступиці, лише в області, де тертя повністю реалізоване, як зазначено в рівнянні (4.1). Оскільки коефіцієнт тертя  $\mu$  може змінюватися і його точне значення невідоме, а розрахунок максимальних значень сил є ключовим, припускається, що  $\mu=1$ . У такому випадку сили, які діють на колесо, визначаються наступними співвідношеннями: ( $F_{LR,x}=F_{LF,x}$ ,  $F_{LR,z}=F_{LF,z}$ ,  $F_{L,y}=F_{R,y}$ ,  $F_{L,z}=F_{R,z}$ ), і розраховуються як добуток маси на прискорення. Враховуючи симетричність автомобіля та прийняті спрощення,  $F_{LR,x}=F_{LF,x}=F_x$ ,  $F_{L,y}=F_{R,y}=F_y$  і  $F_{LR,z}=F_{LF,z}=F_z$ . Значення сил оцінені як приблизно  $\pm 3000$  Н для  $F_x$  (позначено синім кольором) і  $F_y$  (помаранчевий колір). Сила, що діє вздовж осі z,  $F_z$  (зелений колір), становить приблизно  $\pm 15000$  Н. Відповідний графік наведено на рисунку 4.13.

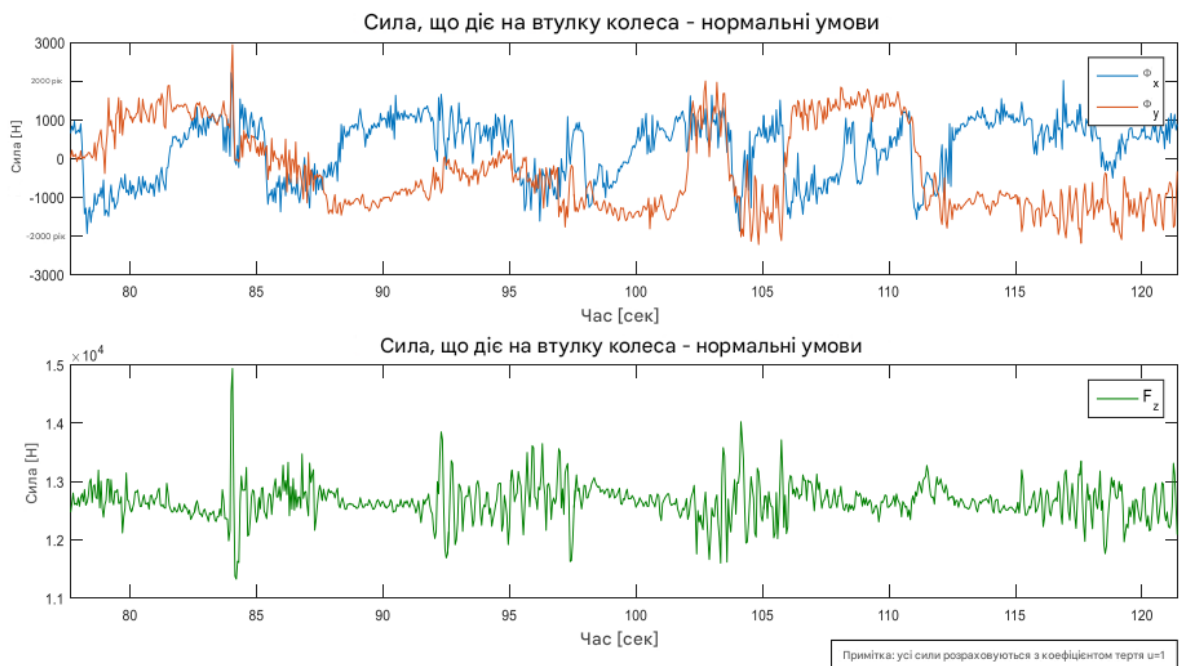
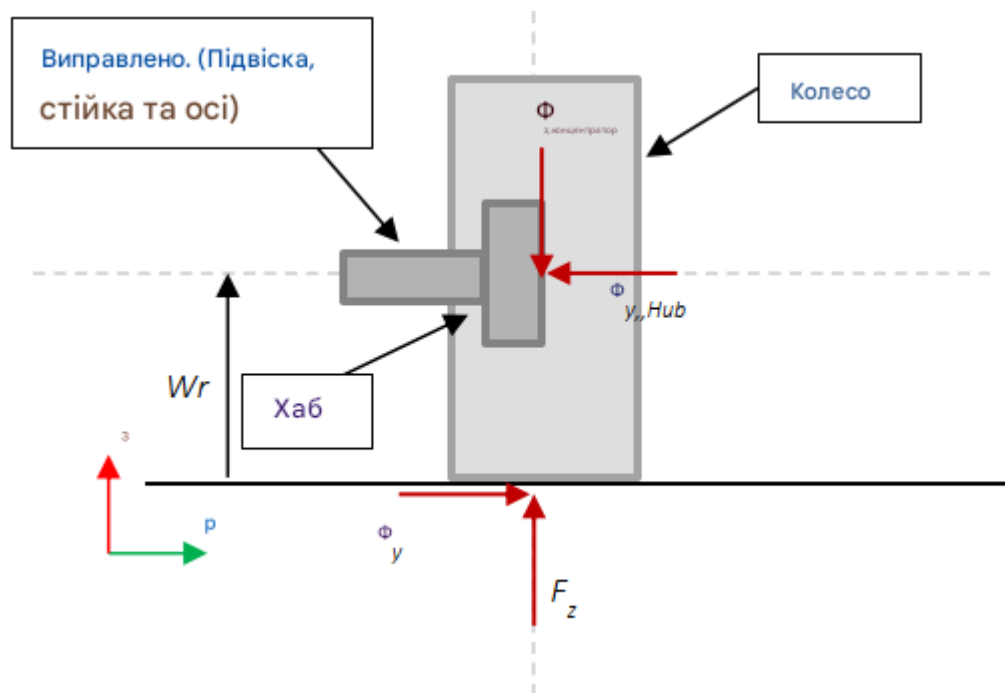


Рис. 4.14. Сили в умовах нормальної експлуатації.


$$y^{\rightarrow}: F_y - F_{y,Hub} = 0 \quad (4.12)$$

$$z^\dagger: F_z - F_{z.Hub} = 0 \quad (4.13)$$

Згідно з отриманими даними, величина крутного моменту, що генерується двигуном і передається через трансмісію, становить  $T_{driveline} \approx 750-800$  Нм. Ці значення підтверджені інформацією від ЕКС. Якщо прийняти припущення про наявність максимально можливого тертя, можна стверджувати, що крутний момент, який передається на ступицю колеса, знаходиться в аналогічному діапазоні. Детальніше дивіться рисунок 4.15.

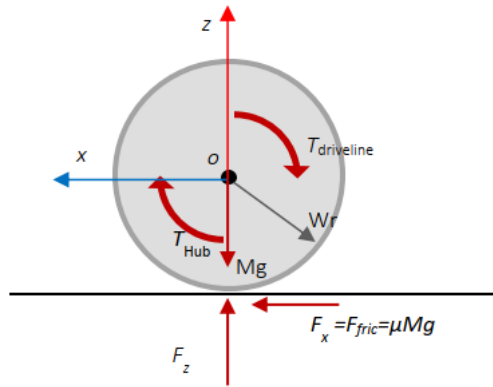


Рис. 4.15. Схема вільного тіла з прикладеним крутним моментом.

На основі рівноваги, відображеної на схемі вільного тіла (Рисунок 4.15), отримано рівняння (4.14):

$$M_o^{\cup} = T_{driveline} + T_{Hub} + \mu N W r = 0 \quad (4.14)$$

Прийнявши припущення про відсутність ковзання, можна визначити, що крутний момент, переданий на ступицю, становить приблизно  $T_{Hub} \approx 314$  Нм.

Крутний момент під час гальмування. Вплив на ступицю колеса здійснюється через адаптер гальмівного диска, який встановлюється безпосередньо на ступицю та фіксується гайками разом з ободом. Аналіз дії моменту на ступицю є важливим аспектом дослідження. Для цього необхідно враховувати такі фактори, як розподіл гальмівних сил, швидкість руху автомобіля та його прискорення. У цьому аналізі використовуються зібрані дані, що відображають зазначені параметри. На рисунку 4.16 наведено графік залежності швидкості автомобіля від часу, створений у MATLAB® на основі отриманих даних. Варто зазначити, що баланс гальмівних сил або тиск безпосередньо не аналізується, а розрахунки гальмування проводяться з урахуванням загального прискорення під час цього процесу.

Найбільше значення прискорення під час процесу гальмування розраховується за допомогою рівняння (4.15), яке також пояснює зміну прискорення у часовому вимірі. Проведений аналіз рівняння (4.15) разом із даними, представленими на рисунку 4.16, свідчить про те, що максимальне значення прискорення під час гальмування досягає  $-30$  м/с<sup>2</sup>.



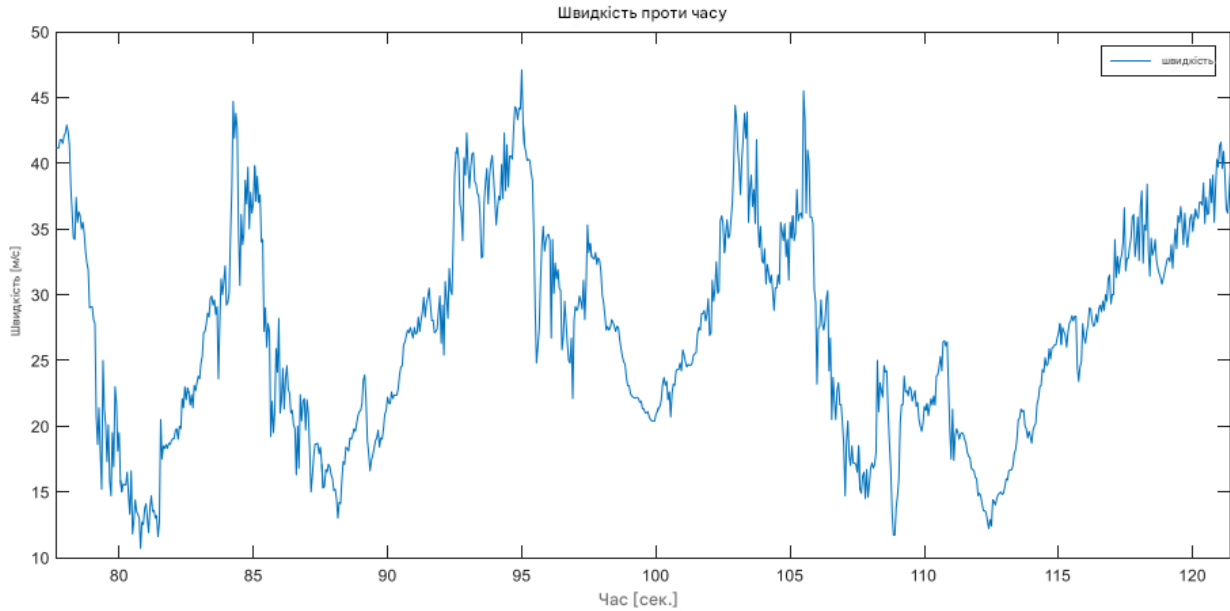


Рис. 4.16. Залежність швидкості від часу.

$$a_{braking} = \frac{\Delta speed}{\Delta time} = \frac{18.60 - 35.40}{79.20 - 78.65} \quad (4.15)$$

На рисунку 4.17 представлена діаграма вільного тіла, яка демонструє дію крутного моменту на ступицю колеса та сили, що виникають з боку дорожньої поверхні під час гальмування. У цьому аналізі приймається припущення, що зазначені сили рівномірно розподілені між усіма чотирма колесами, а розрахунки виконуються для одного з передніх або задніх правих коліс. Рівняння (4.16) дозволяє визначити величину гальмівної сили, яка становить  $F_{braking} \approx -9927$  Н. На основі цього рівняння у поєднанні з рівнянням (4.17) розраховується гальмівний крутний момент, прикладений до ступиці, значення якого складає  $T_{Hub, braking} \approx -3475$  Нм.

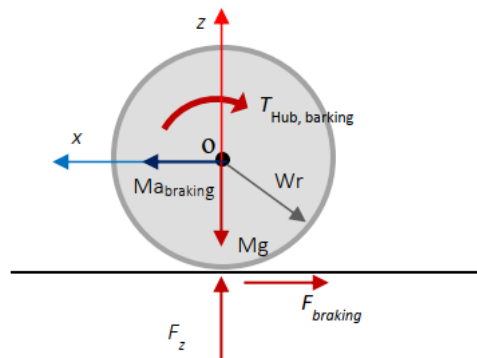


Рис. 4.18. Схема вільного тіла під час гальмування.

$$x^{\leftarrow}: -F_{braking} = Ma_{braking} \quad (4.16)$$

$$M_o^{\cup} = T_{Hub,braking} - WrF_{braking} = 0 \quad (4.17)$$

Аналізуючи крутний момент, прикладений під час розгону, порівняно з моментом, який виникає під час гальмування, встановлено, що останній перевищує перший приблизно у десять разів. Таким чином, саме гальмівний момент є ключовим фактором, який створює найбільше навантаження на ступицю колеса.

Умови нормальної експлуатації, які включають сили, що діють на автомобіль, шини та ступицю колеса, описані у рівняннях (4.8)–(4.17). Однак для розширеного аналізу ступиці розглядається окремий випадок - вплив ударних навантажень. Такі навантаження можуть виникати як внаслідок зіткнень із суперниками на трасі, так і при приземленні після стрибків або при наїзді на нерівності. Оскільки моделювання цих умов є складним, використовуються певні припущення. Результати розрахунків у цих випадках не визначають параметри для проектування ступиці, але слугують основою для оцінки її роботи.

Ударні навантаження, які виникають у ступиці колеса та на автомобілі, можуть призвести до відмови ступиці або інших компонентів підвіски. Тому такий аналіз проводиться виключно для оцінки поведінки вузлів автомобіля у екстремальних умовах. Дані прискорення, зафіксовані у координатній системі автомобіля, переводяться у систему координат, прив'язану до землі, з використанням матриці обертання  $\bar{R}$ , як описано у рівнянні (4.18). Кут  $\gamma$ , що відповідає за обертання автомобіля навколо осі  $z$ , проілюстрований на рисунку 4.5.

У стандартних умовах експлуатації кути крену шасі не враховуються, оскільки розворот автомобіля не впливає на площини  $x$ - $z$  і  $y$ - $z$ , а крен є мінімальними (близько  $\pm 3^\circ$ ). Проте у цьому спеціальному сценарії всі три кути шасі враховуються для моделювання гіршого сценарію дії ударного навантаження.

$$\bar{R} = \begin{bmatrix} (\cos \gamma \cos \theta) & (-\cos \gamma \sin \theta) & (\sin \gamma) \\ (\sin \Phi \sin \gamma \cos \theta + \cos \Phi \sin \gamma) & (-\sin \Phi \sin \gamma \sin \theta + \cos \Phi \cos \theta) & (-\sin \Phi \cos \theta) \\ (-\cos \Phi \sin \gamma \cos \theta + \sin \Phi \sin \theta) & (\cos \Phi \sin \gamma \sin \theta + \sin \Phi \cos \theta) & (\cos \Phi \cos \gamma) \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

На рисунку 4.18 представлено досліджуваний сценарій. У цьому випадку дані з експериментальних вимірювань або тестових заїздів не застосовуються.

Для визначення сил, що діють на окреме колесо, зокрема на праве переднє, використовуються припущення щодо кутів нахилу шасі. Теоретичний підхід, однак, є універсальним і може бути застосований до всіх чотирьох коліс. У рамках цього аналізу передбачається, що підвіска та шина є абсолютно жорсткими і не змінюють свого положення. Основна мета цього дослідження - визначення максимальної сили, і припущення про нерухомі елементи підвіски дозволяє забезпечити необхідні умови для досягнення цієї мети.

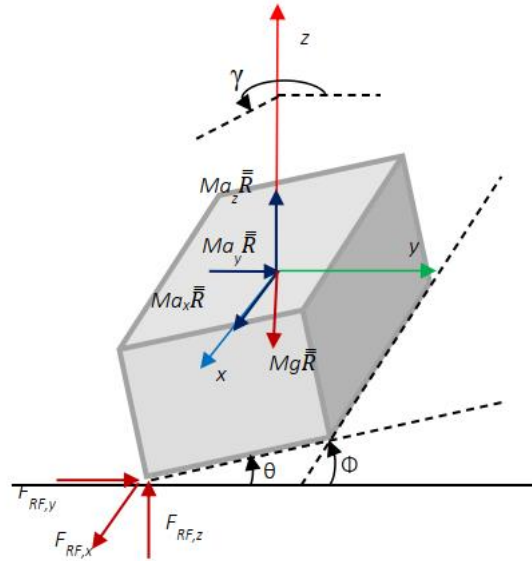


Рис. 4.18. Взаємодія сил, що діють на автомобіль через одне колесо.

Рівняння (4.19), (4.20), (4.21), (4.22), (4.23) та (4.24) розроблені на основі аналізу силових взаємодій, представлених на рисунку 4.18, у контексті тривимірного простору.

$$x^{\leftarrow}: F_{RF,x} + Mg\bar{R} = Ma_x\bar{R} \quad (4.19)$$

$$y^{\rightarrow}: F_{RF,y} + Mg\bar{R} = Ma_y\bar{R} \quad (4.20)$$

$$z^{\uparrow}: F_{RF,z} + Mg\bar{R} = Ma_z\bar{R} \quad (4.21)$$

$$M_x^{\zeta} = \frac{Tw}{2} F_{RF,z}\bar{R} + CGHF_{RF,y}\bar{R} = I\alpha_{roll} \quad (4.22)$$

$$M_y^{\zeta} = \frac{Wb}{2} F_{RF,z}\bar{R} - CGHF_{RF,x}\bar{R} = I\alpha_{pitch} \quad (4.23)$$

$$M_z^{\zeta} = \frac{Wb}{2} F_{RF,y}\bar{R} + \frac{Tw}{2} F_{RF,x} = I\alpha_{yaw} \quad (4.24)$$

Прискорення у напрямках x, y, z разом із кутовими прискореннями крену, та розвороту впливають на динаміку автомобіля. Негативні значення

прискорення вказують на уповільнення, наприклад, під час приземлення. Важливо зазначити, що ці значення є припущеннями, які використовуються для моделювання критичних сценаріїв, і вони можуть відрізнятися від реальних умов. Дані гіроскопа або фактичні вимірювання прискорень у цьому випадку відсутні, тому аналіз базується виключно на теоретичних припущеннях.

При використанні передбачуваних значень лінійних прискорень ( $a_x$ ,  $a_y$ ,  $a_z$ ), кутових прискорень ( $\alpha_{roll}$ ,  $\alpha_{pitch}$ ,  $\alpha_{yaw}$ ) та кутів нахилу ( $\theta$  - крен,  $\gamma$  - розворот) результати для сил ( $FRF_x$ ,  $FRF_y$ ,  $FRF_z$ ) можуть бути недостатньо точними. У зв'язку з цим у розрахунках використовуватимуться сили в умовах нормальної експлуатації з урахуванням коефіцієнта запасу міцності для моделювання особливих випадків. Детальніший аналіз, пов'язаний із вибором коефіцієнта запасу міцності.

Ступиця колеса та інші компоненти автомобіля розташовані в безпосередній близькості до гальмівного диска, який під час роботи може досягати дуже високих температур. Температура гальмівного диска та шарніра рівних кутових швидкостей (CV-з'єднання) може сягати 120°C. Теплове розширення деталей є критично важливим фактором, який необхідно враховувати під час оптимізації конструкції, зокрема ступиці колеса.

На основі припущень EKS, температура ступиці колеса може досягати щонайменше 120°C. Ця величина прийнята для використання у симуляціях теплових навантажень, деталі яких наведені у таблиці 4.4.

#### 4.6 Коефіцієнт запасу міцності

Коефіцієнт запасу міцності враховує невизначеності, які виникають у процесі аналізу, включаючи властивості матеріалів, розрахунки навантажень і сил, а також спрощення, зроблені під час моделювання. Характеристики матеріалів, застосовані у методі скінченних елементів, відповідають даним, наданим виробниками конкретних матеріалів деталей.

У ході літературного огляду не було знайдено єдиного загальноприйнятого коефіцієнта запасу міцності, що використовується в

автомобільній галузі. Тому в межах цього проєкту був розроблений унікальний коефіцієнт запасу міцності, адаптований для потреб цього дослідження.

Визначати коефіцієнт запасу міцності через аналіз наступних "рейтинг-факторів":

Точність визначення навантажень, сил, прогинів.

Точність оцінки напружень чи інших параметрів навантаження.

Надійність визначення характеристик матеріалів.

Потреба в економії матеріалів, ваги, простору чи витрат.

Ризики відмови з точки зору людського життя та/або матеріальних збитків.

Якість виготовлення деталей.

Умови експлуатації.

Якість інспекції та технічного обслуговування під час експлуатації.

Кожен фактор оцінюється за шкалою від -4 до 4, де:

RN = 1 - незначна потреба у зміні.

RN = 2 - помірна потреба у зміні.

RN = 3 - суттєва потреба у зміні.

RN = 4 - крайня потреба у зміні.

Позитивне значення RN (знак "+") означає необхідність збільшення коефіцієнта запасу міцності, а його величина (від 0 до 4) відображає важливість фактору. Негативне значення RN (знак "-") вказує на потребу у зменшенні коефіцієнта запасу міцності. Отримані значення RN використовуються у рівнянні (4.25) для визначення загального коефіцієнта запасу міцності.

$$s = \sum_{i=1}^8 (RN)_i \quad (4.25)$$

Коефіцієнт запасу міцності (SF) розраховується за допомогою рівняння (4.26). Це рівняння застосовується за умови, що значення  $s \geq -6$ . Якщо ж  $s < -6$ , коефіцієнт запасу міцності встановлюється рівним  $SF = 1.25$ .

$$SF = 1 + \frac{(10 + s)^2}{100} \quad (4.26)$$

З використанням рівнянь (4.25) та (4.26), а також обраного значення RN, отримано  $s=-2$ , що наведено в таблиці 4.3. Значення рейтингів (RN) були вибрані на основі припущень щодо точності факторів. Як показано в таблиці 4.5, фактори, що стосуються навантажень (фактори 1 і 2), отримали високі оцінки, оскільки вони вимагають збільшення коефіцієнта запасу міцності. Водночас фактори, що стосуються виробничих процесів (фактори 7, 8 і 9), а також необхідність економії матеріалів, були оцінені низькими значеннями RN для зменшення коефіцієнта запасу міцності.

Таблиця 4.3. Оцінка та сума значень RN.

| Фактор №    | 1 | 2 | 3 | 4  | 5  | 6  | 7 | 8  | Сума |
|-------------|---|---|---|----|----|----|---|----|------|
| Оцінка (RN) | 4 | 3 | 1 | -4 | -2 | -4 | 4 | -4 | -2   |

На основі даних з таблиці 4.5 та за допомогою рівняння (4.26) було визначено коефіцієнт запасу міцності,  $SF=1.64$ . Використовуючи рівняння (4.27), проведено розрахунок розмірної сили (у загальному визначенні), яка буде застосована в моделюванні:

$$F_n^{SF} = F_{calculated} SF \quad (4.27)$$

#### 4.7 Метод скінченних елементів і оптимізація

Метод скінченних елементів застосовується для вивчення реакцій конструкційних елементів на дію зовнішніх навантажень. Динаміка автомобіля, яка була інтегрована в розрахунки сил, тепер використовується в рамках статичного аналізу. Для симуляцій використовуються просторові твердотільні моделі з трикутними або тетраедричними елементами, що вибрані через малі радіуси і гострі краї деталей, як показано на рисунку 4.19.

Для автоматичного створення елементної сітки в Creo використовується інструмент AutoGEM, налаштування якого ретельно контролюються для точної адаптації до моделі. Візуалізації сіток представлені на рисунку 4.22 для ступиці

та на рисунку 4.21 для чаші. Використовується метод р в Сгео, що дозволяє виконати більш грубе масштабування деталей. Збіжність встановлюється на рівні 10% від загальних напружень за фон Мізесом, яка досягається у всіх симуляціях.

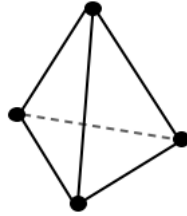


Рис. 4.19. Тетраедричний елемент.

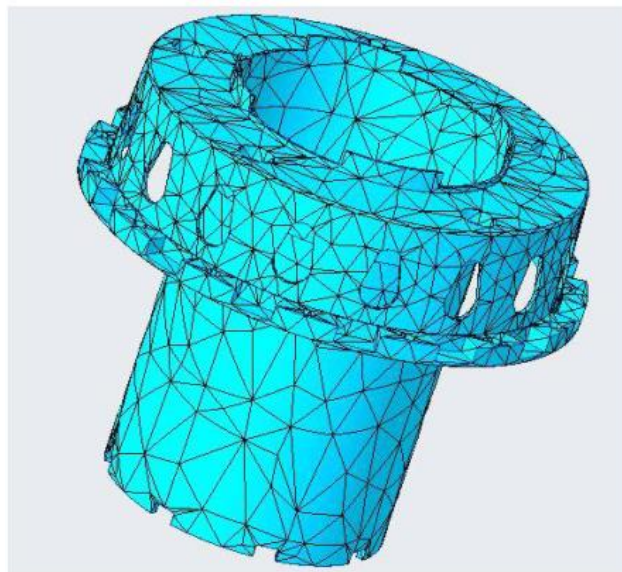


Рис. 4.20. Мережа тетраедричних елементів - Ступиця.

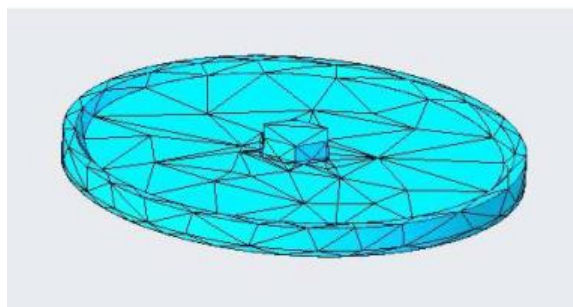


Рис. 4.21. Мережа тетраедричних елементів - Чашка.

Навантаження, що використовуються в аналізі методом скінченних елементів.

Сили, отримані з теоретичного та математичного аналізу ступиці колеса, в поєднанні з коефіцієнтом запасу міцності, розрахованим за рівнянням (4.27), використовуються як навантаження в аналізі методом скінченних елементів, див. таблицю 4.4.

Таблиця 4.4. Визначення сил та крутних моментів

|                                             |                |                            |                                     |
|---------------------------------------------|----------------|----------------------------|-------------------------------------|
| Сила/ навантаження на одну ступицю колеса   | Розраховано Н  | Коефіцієнт запасу міцності | Визначальна сила Н                  |
| Сила по осі x                               | 3000           | 1.64                       | 4920                                |
| Сила по осі y                               | 3000           | 1.64                       | 4920                                |
| Сила по осі z                               | 15000          | 1.64                       | 24600                               |
| Сила/ навантаження на одну ступицю колеса   | Розраховано Нм | Коефіцієнт запасу міцності | Визначальний крутний момент Нм      |
| Крутний момент трансмісії                   | 800            | 1.64                       | 1312                                |
| Крутний момент гальмування                  | 3475           | 1.64                       | 5699                                |
| Сила/ навантаження на з'єднувальний елемент | Припущено Н    | Коефіцієнт запасу міцності | Визначальна сила Н                  |
| Сила осьова                                 | 400            | 1.64                       | 656                                 |
| Сила радіальна                              | 0              | 1.64                       | 0                                   |
| Сила/ навантаження на кришку                | Припущено Н    | Коефіцієнт запасу міцності | Визначальна сила Н                  |
| Сила осьова                                 | 400            | 1.64                       | 656                                 |
| Сила радіальна                              | 0              | 1.64                       | 0                                   |
| Теплове навантаження на всі частини         | Припущено °C   | Коефіцієнт запасу міцності | Визначальне теплове навантаження °C |
| Підвищення температури                      | 120            | 1.64                       | 196.8                               |

Сучасний дизайн ступиці колеса, витягнутий з файлу STEP, наданого EKS, піддався аналізу з використанням обраного матеріалу - сплаву 15CDV6. Використовувані навантаження, розраховані за таблицею 4.4, допомагають



оцінити межі витривалості цієї компоненти. Цей аналіз важливий для перевірки відповідності деталі граничним умовам. У разі невдачі аналізу, потрібно буде адаптувати симуляцію чи розрахунки.

Результати аналізу, показані на рисунку 4.22, свідчать про те, що ступиця витримує навантаження без перегріву з коефіцієнтом безпеки приблизно в два рази нижче межі текучості матеріалу. Рисунок 4.23 демонструє симуляцію з тепловим навантаженням  $196.8^{\circ}\text{C}$ , яке також витримується ступицею, з винятком деяких сингулярностей, що з'являються під час симуляції.

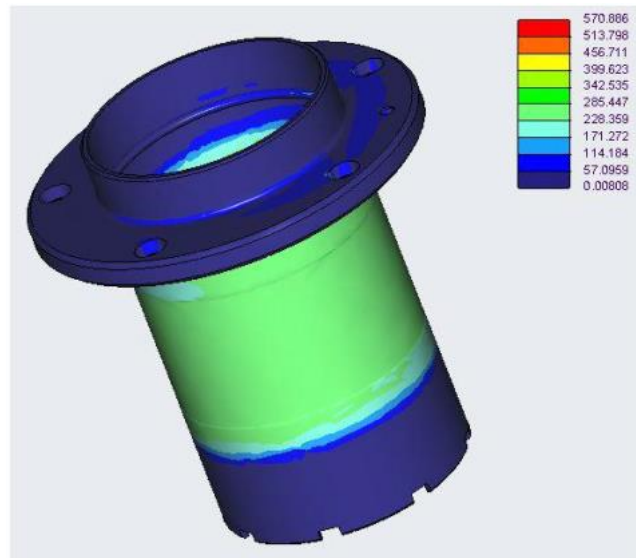


Рис. 4.22. Напруження за методом фон Мізеса в актуальній ступиці МПа.

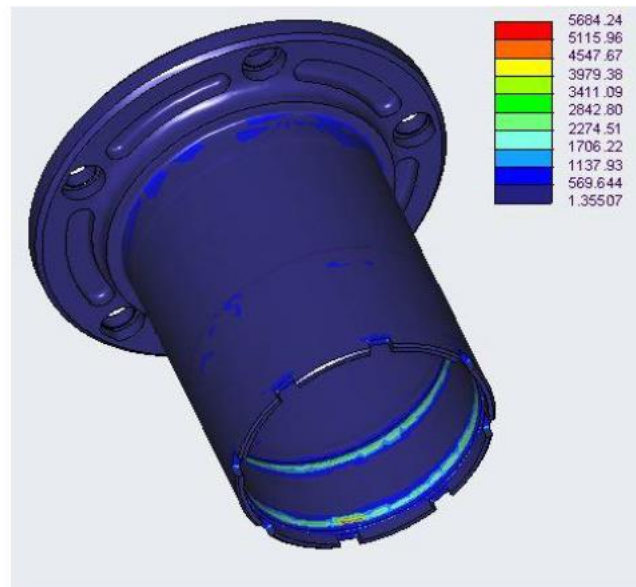


Рис. 4.23. Напруження за методом фон Мізеса в актуальній ступиці з урахуванням теплового навантаження МПа.

Зібрані дані, а також розрахунки та симуляції підтверджують припущення щодо навантажень та граничних умов, які застосовуються у всіх симуляціях ступиці колеса. Аналіз включає вплив сил в напрямках  $x$ ,  $y$ ,  $z$  на плоскій поверхні, що щільно прилягає до обода. На місці зчеплення з гальмівним диском прикладено момент сили. Ступиця зафіксована штирьовим з'єднанням, що імітує підшипник, і закріплена у стійці. Повністю зафіксована зона моделює шарнірний вузол, що використовується для симуляції критичних навантажень на ступиці, яке також застосовується при аналізі переробленої ступиці.

Аналіз методом скінченних елементів адаптера гальмівного диска - поточний дизайн. Так само, як і для ступиці колеса, проведено аналіз поточного адаптера гальмівного диска, щоб оцінити симуляцію поточної деталі, яка наразі належно працює на автомобілі. На інтерфейси наноситься момент від гальмівного диска, а адаптер закріплено на поверхні кріплення до ступиці. На рисунку 4.24 відображені напруження з гальмівним моментом і тепловим навантаженням, застосованими згідно з таблицею 4.4. Адаптер виготовлено з алюмінію 7075-T6 і використовується з властивостями. Рисунок 4.24 демонструє, що адаптер витримує навантаження, якщо не враховувати сингулярності.

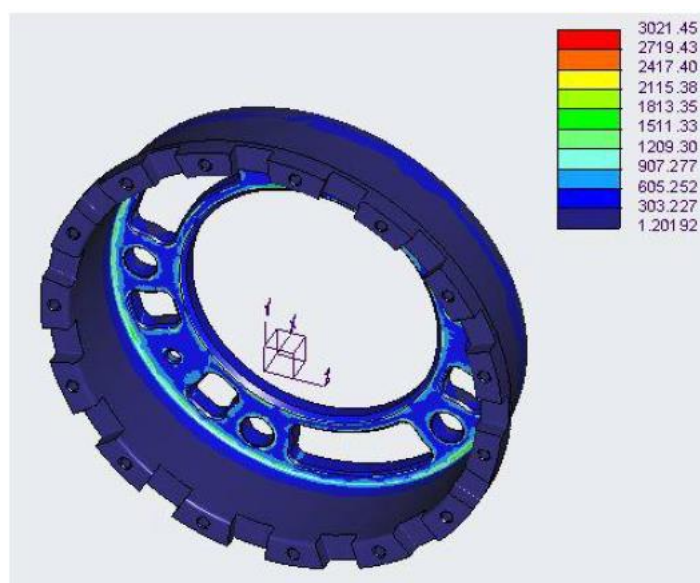


Рис. 4.24. Напруження за методом фон Мізеса в актуальному адаптері гальмівного диска МПа.

Наразі досліджуваний з'єднувальний елемент розглядається з використанням сталі С55 1.0535. На нього застосовуються осьові навантаження, зазначені у таблиці 4.4. Конструкція з'єднувального елемента реалізована у формі штирьового з'єднання, що дозволяє деформацію виключно в осьовому напрямку. Напруження, що з'являються в елементі внаслідок таких навантажень, демонструються на рисунку 4.25.

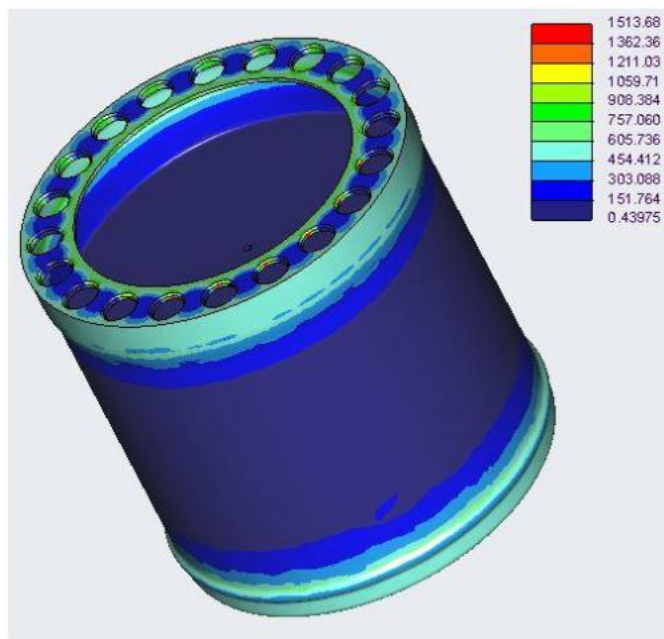


Рис. 4.25. Напруження за методом фон Мізеса в актуальному з'єднувальному елементі МПа.

Аналіз конструкції поточної ступиці та адаптера гальмівного диска засвідчив, що можливості для модифікації поточної ступиці досить обмежені. Втім, можна внести зміни в задню частину зони кріплення обода, як показано на рисунку 4.26. Такі зміни можуть бути застосовані до чотирьох ідентичних сегментів ступиці, що призведе до зниження маси приблизно на 70 грамів за кожен ступиці. Центрувальне кільце на ступиці, показане на рисунку 4.27, може бути перероблене з тоншою стінкою, позначеною як пункт 1, і зменшеною висотою від поверхні кріплення до обода, позначеною як пункт 2.

Адаптер гальмівного диска, який використовується на автомобілі наразі, показаний на рисунку 4.28. У порівнянні з попередньою моделлю, демонстрованою на рисунку 4.29, було вирішено припинити додаткові розробки адаптера. Це рішення ґрунтується на візуальному порівнянні обох дизайнів, без проведення порівняльного аналізу на цьому етапі.



Рис. 4.26. Задня частина ступиці в зоні кріплення обода колеса.



Рис. 4.27. Центрувальне кільце ступиці.

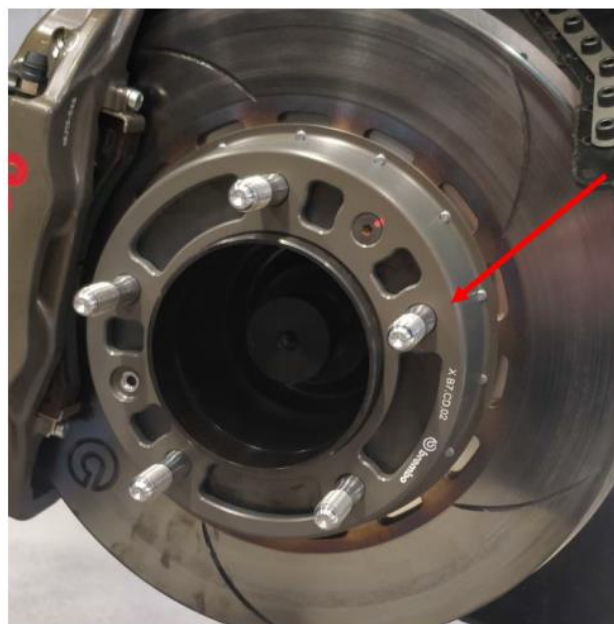


Рис. 4.28. Актуальний адаптер гальмівного диска на автомобілі.



Рис. 4.29. Адаптер гальмівного диска.

На основі обраних ідей під час етапу відбору концепцій було розроблено новий варіант ступиці з інтегрованим адаптером гальмівного диска. Для оптимізації використано спеціальний інструмент у програмі Сreo. Обговорення проекту та його аналіз детально викладено у п'ятому розділі тези, а візуалізація дизайну представлена на рисунку 4.30, що сприяє кращому розумінню проведеного аналізу методом скінченних елементів для модифікованої ступиці колеса. У результатах дослідження наведено докладний опис функцій повністю переробленої ступиці.

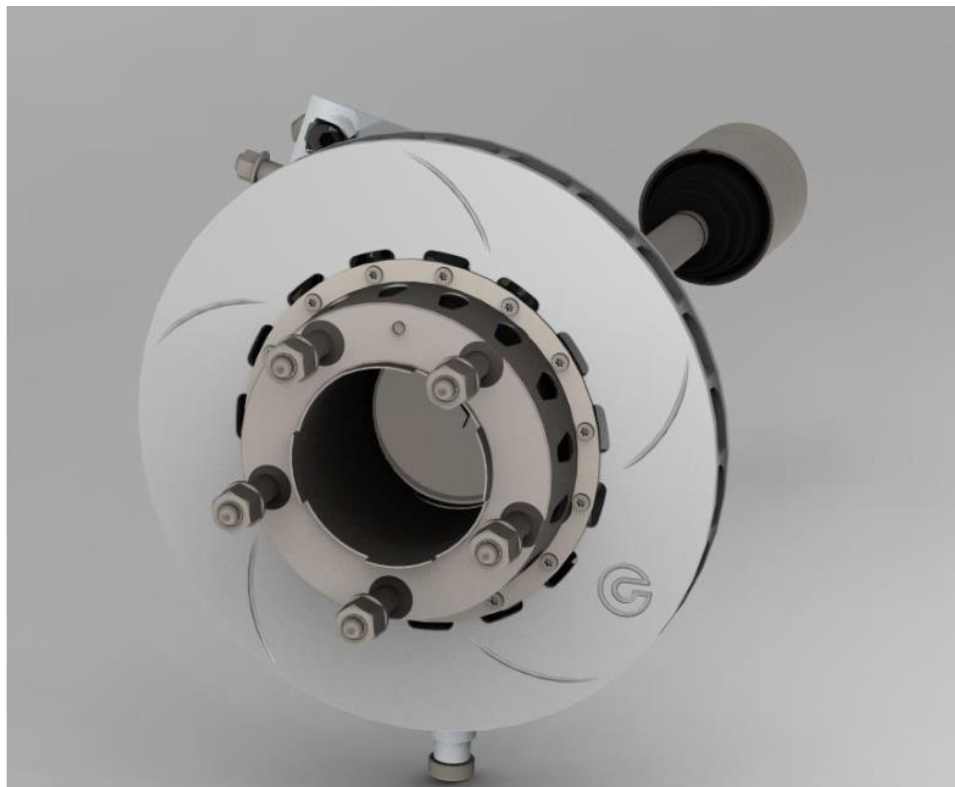


Рис. 4.30. Перероблена ступиця колеса - збірка.



Умови закріплення, які використовуються для ступиці, представлені на рисунку 4.31. Поверхня кріплення для обода, позначена номером 1, навантажується силами, які спричинені ободом, а величина цих сил представлена в таблиці 4.4. Ступиця колеса піддається впливу змін температури та симулюється за допомогою теплового навантаження номер 2. Це теплове навантаження не впливає на симуляцію ступиці окремо і використовується для аналізу різних типів матеріалів та величин теплового навантаження, дивіться таблицю 4.4. Ступиця підтримується підшипниками та зібрана всередині стійки і тому фіксується в радіальному напрямку, є вільною в осьовому напрямку та вільною для обертання, номер 3. Область, яка з'єднується з CV-шарніром і показана зірками синього/фіолетового кольору та позначена номером 4 на рисунку, встановлена як фіксоване зміщення. Використовуються тверді елементи, тому обертальні свободи встановлені як вільні через характеристики твердих елементів. Момент, викликаний гальмівним моментом та гальмівним диском, застосовується у всіх інтерфейсах, спрямованих на обертання навколо центральної осі ступиці, номер 5. Як точку обертання вибрана референтна точка у центрі ступиці. Момент застосовується, як показано на рисунку 4.31, через плаваючий гальмівний диск.

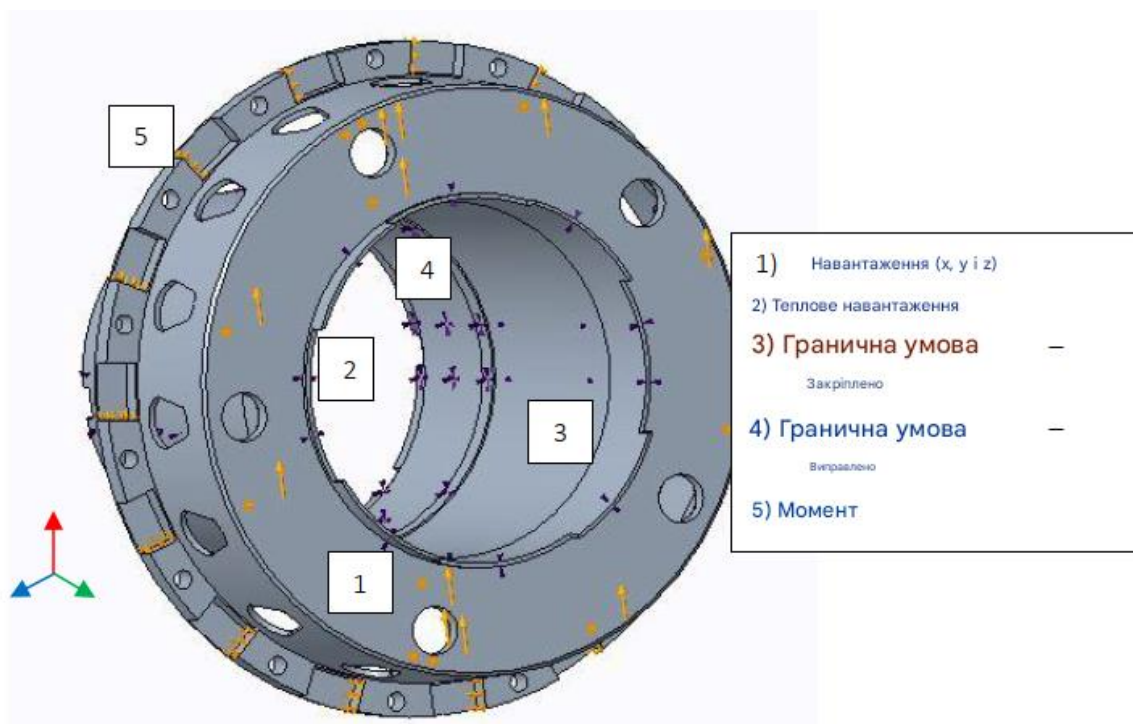


Рис. 4.31. Умови закріплення – ступиця.

Оптимізація ступиці проводиться у зонах, позначених зеленим на рисунку 4.32, з огляду на масу та напруження фон Мізеса, що виникають в матеріалі при досягненні межі текучості. Овальні отвори зменшують масу, зберігаючи при цьому міцність, і служать для вентиляції ступиці, хоча аналіз руху рідин (CFD) не проводився, номер 1. Параметри розмірів та геометрії отворів використовуються для визначення оптимальної форми. В областях, що піддаються великим моментам, оптимізується товщина стінок і здійснюється критичний огляд. Верхня зона, позначена зеленим і що є центрувальним кільцем обода, номер 3, не зазнає великих сил, і оптимізація в цій частині спрямована на зниження маси зі збереженням функціональності та необхідної міцності. Поверхня кріплення обода має витримувати повне навантаження, розраховане, див. рисунок 4.11. Товщина та модифікації дизайну, позначені зеленим на рисунку 4.32, номер 2, здійснені для встановлення ободів. Виконується ітераційна робота для визначення оптимального дизайну вказаних секцій і зон.

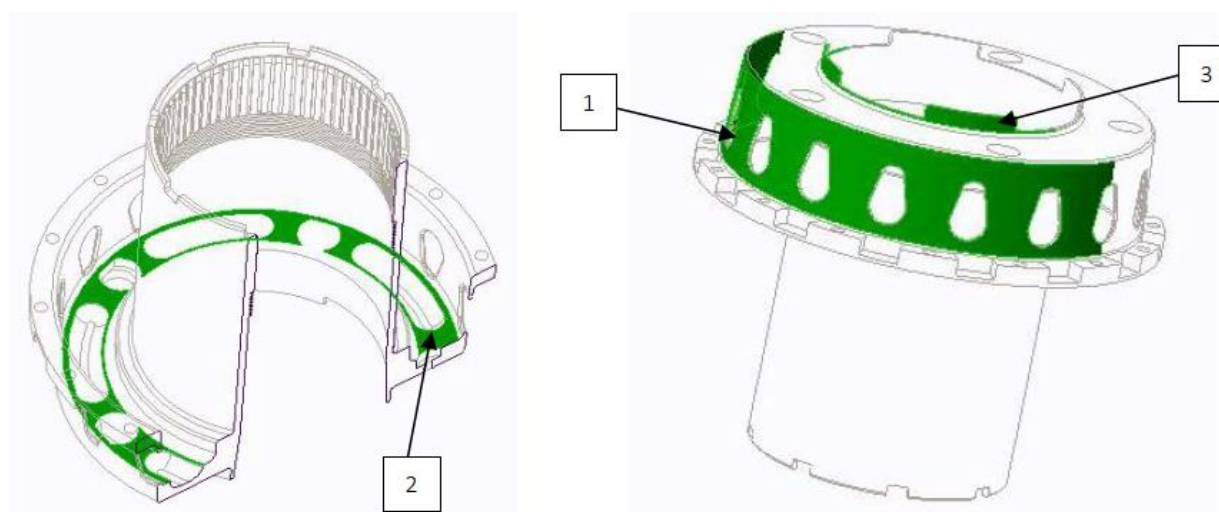


Рис. 4.32. Зони ступиці, які були оптимізовані.

Для аналізу впливу теплового навантаження були застосовані умови закріплення, зазначені на рисунку 4.31. Чаша не включена в цей рисунок, а теплове навантаження рівномірно розподілено по всій збірці чаші та ступиці як спрощення. Величина теплового навантаження подана в таблиці 4.4. Новий дизайн чаші передбачає використання матеріалів сталі C55 або сплаву 15CDV6, які аналізуються на рисунку 4.33, оскільки їх теплові коефіцієнти однакові й

становлять  $11.8 \cdot 10^{-6}$  /°C. Чаша, виготовлена з алюмінію 7075-T6, представлена на рисунку 4.34. Усі аналізи ступиці виконувалися для варіанту з матеріалом сталь 300М. Алюмінієва версія чаші розглядалася через її нижчу густину, що потенційно могло б бути перевагою.

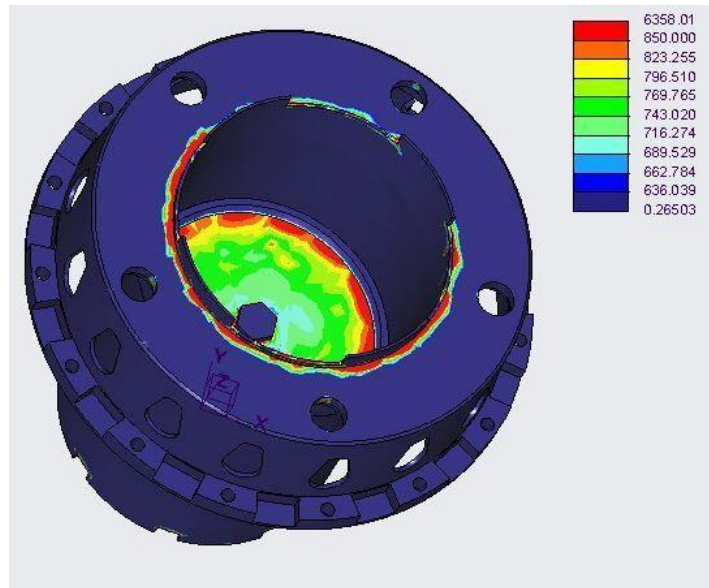


Рис. 4.33. Напруження за методом фон Мізеса - чаша, виготовлена зі сталі С55 або сплаву 15CDV6 МП.

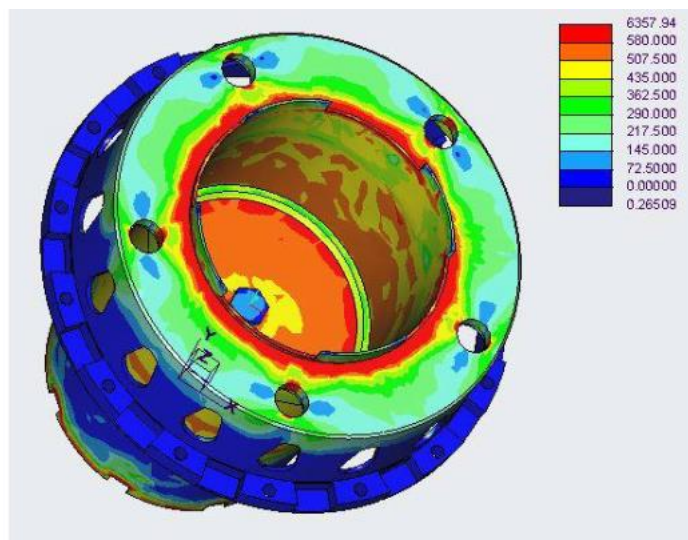


Рис. 4.34. Напруження за методом фон Мізеса - чаша з алюмінію 7075-T6 МПа.

Результати показали, що чаша, виготовлена зі сплаву 15CDV6 із тепловим коефіцієнтом, рівним коефіцієнту сталі 300М, є оптимальним варіантом. Напруження фон Мізеса, представлені на рисунку 4.33, не перевищують межі текучості 790 МПа і забезпечують необхідний запас міцності, що наведено в таблиці 4.5. На рисунку 4.34 показано, що чаша з алюмінію 7075-T6 із межею міцності на розрив 572 МПа зазнає пластичної деформації під впливом



теплого навантаження. Концентрації напружень у цих аналізах були виключені з розгляду через специфічні умови закріплення.

Напруження за фон Мізесом у ступиці досягає приблизно 1150 МПа, при цьому сингулярності, які виникають на гострих краях, не враховуються в аналізі. На рисунку 4.35 показані області розподілу напружень у повній моделі ступиці. Для більш детального розгляду зон із високими напруженнями наведено збільшений вигляд на рисунку 4.36. Рисунок 4.37 демонструє ступицю у деформованому стані, представленому зі збільшенням масштабу на 20%.

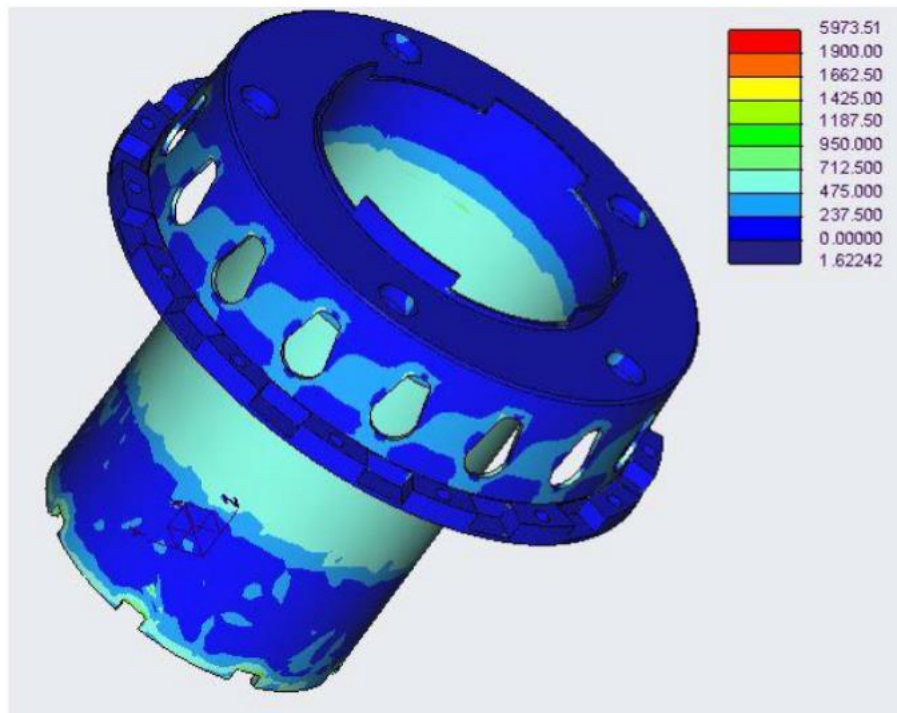


Рис. 4.35. Напруження за методом фон Мізеса МПа.

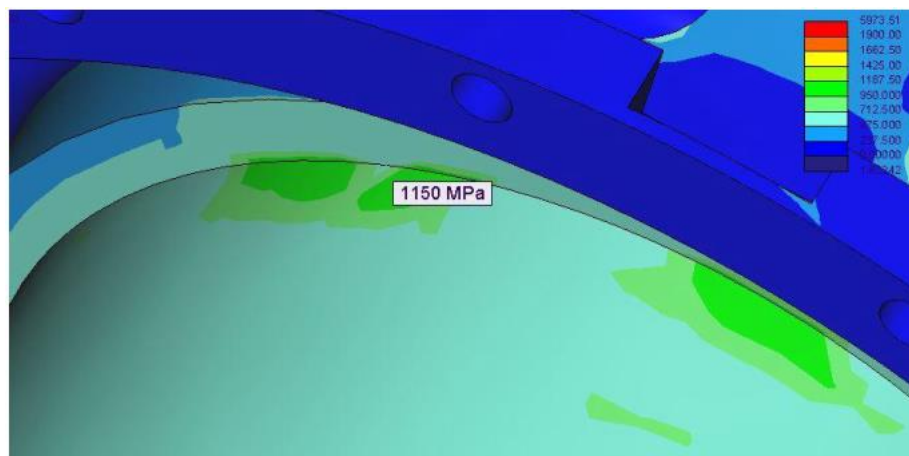


Рис. 4.36. Деталізований вигляд зон із напруженнями за методом фон Мізеса МПа.

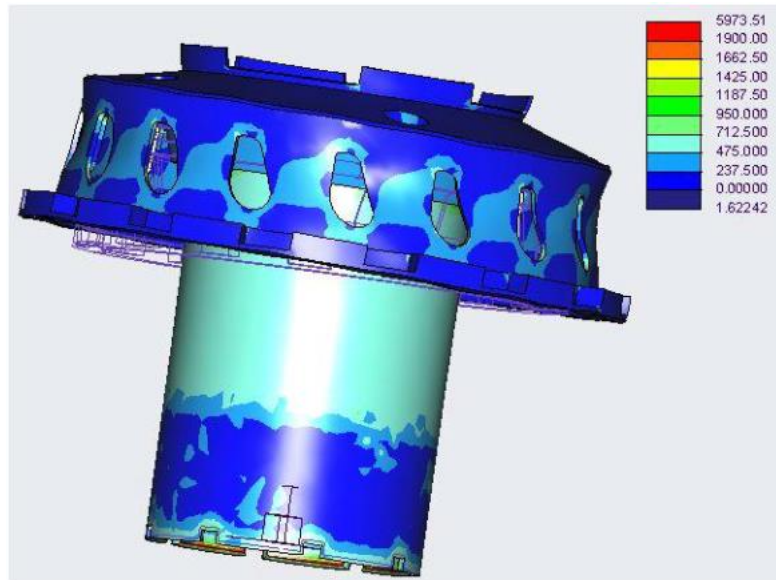


Рис. 4.37. Візуалізація деформацій зі збільшеним масштабом на 20%,  
напруження за методом фон Мізеса МПа.

Аналіз деформацій ступиці з урахуванням прикладених сил і моментів. Результати аналізу деформацій ступиці наведені на рисунку 4.38. Максимальне значення деформації досягає приблизно 0.00518. Даний аналіз не використовується для визначення оптимального дизайну ступиці, а виключно для оцінки напружено-деформованого стану матеріалу.

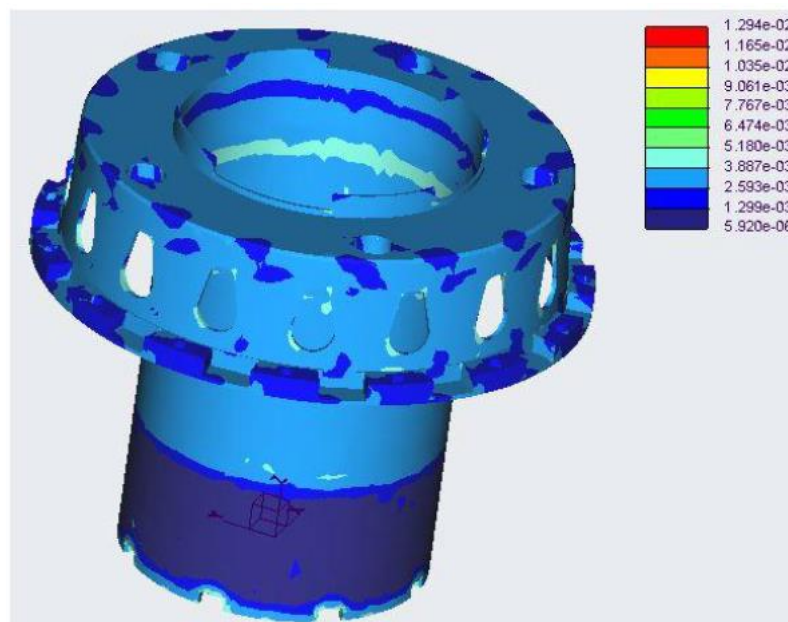


Рис. 4.38. Максимальні основні деформації в ступиці.

Проведено аналіз переміщень, результати якого наведено на рисунку 4.39, де зображено ступицю колеса у недеформованому стані. Переміщення визначено як сумарну величину зсувів у напрямках  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Максимальне переміщення, що складає приблизно 0.489 мм, оцінюється як допустиме і не

викличе негативного впливу на ступицю, центрувальне кільце чи стійку. На рисунку 4.40 продемонстровано деформовану ступицю зі збільшенням масштабу на 20%.

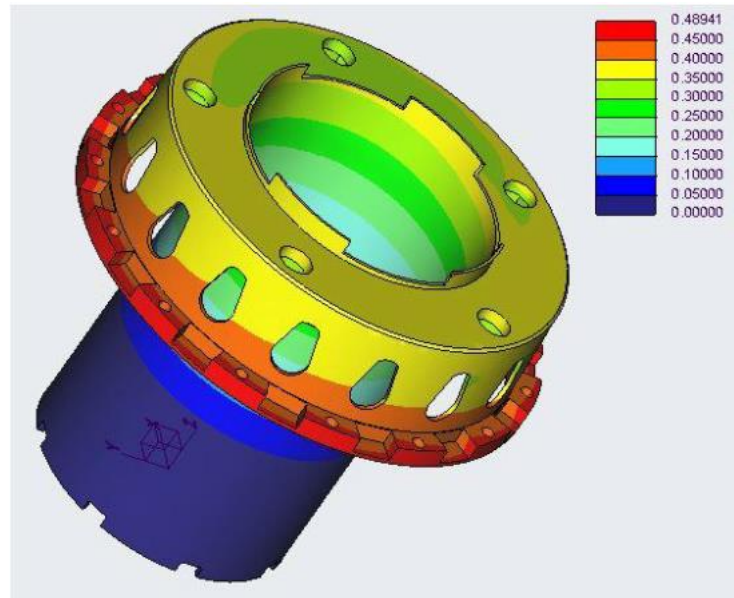


Рис. 4.39. Амплітуда переміщення мм.

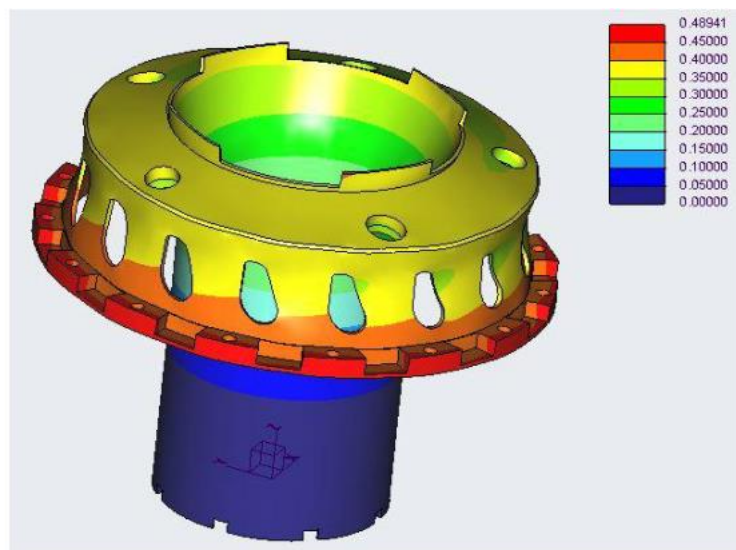


Рис. 4.40. Амплітуда переміщення зі збільшеним масштабом на 20% мм.

Для визначення потенційного руйнування матеріалу ступиці в програмі Creo застосовується функція Індекс руйнування. Значення індексу, яке перевищує 1, сигналізує про можливість пошкодження матеріалу. На рисунку 4.41 показано результати аналізу, які демонструють, що максимальне значення індексу для ступиці складає приблизно 0.5. Це значення було також враховане й додатково проаналізоване у контексті запасу міцності.

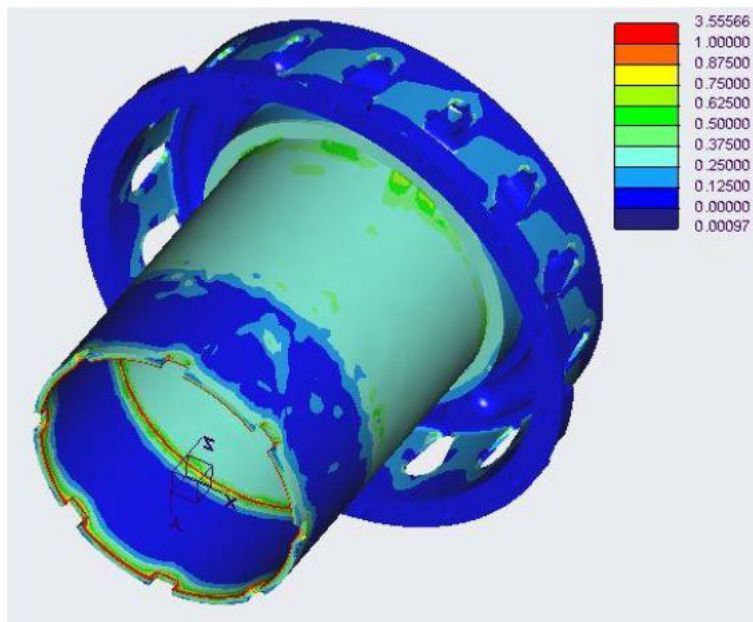


Рис. 4.41. Індекс руйнування – ступиця.

Для забезпечення точності результатів аналізу окремих компонентів проводиться симуляція повністю зібраної моделі. Незважаючи на високі витрати обчислювальних ресурсів та тривалий час виконання, цей аналіз є ключовим етапом у завершенні розробки. Фінальний тест ступиці колеса виконується для перевірки відповідності конструкції технічним вимогам та тестування взаємодії всіх зібраних компонентів.

У процесі аналізу теплове навантаження та гальмівний момент прикладаються до гальмівного диска, як показано на рисунку 4.42, номер 1. Інші граничні умови залишаються такими ж, як і в попередніх дослідженнях, див. рисунок 4.31. Контакт між гальмівним диском та ступицею симулюється у всіх точках інтерфейсу, орієнтованих на обертання навколо центральної осі ступиці, номер 2.

Кільце закріплюється виключно на ступиці разом із гвинтами (без початкового контакту між кільцем та гальмівним диском). Такий підхід дозволяє зробити симуляції максимально реалістичними та оцінити кожен деталь окремо. Матеріал кільця, гальмівного диска та гвинтів невідомий, крім того, що це сталь; напруження для цих елементів не розраховуються, а їх тепловий коефіцієнт прийнято рівним загальному для сталі ( $11.8 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ ). Матеріали ступиці та чаші, відповідно 300M і 15CDV6, аналізуються окремо.



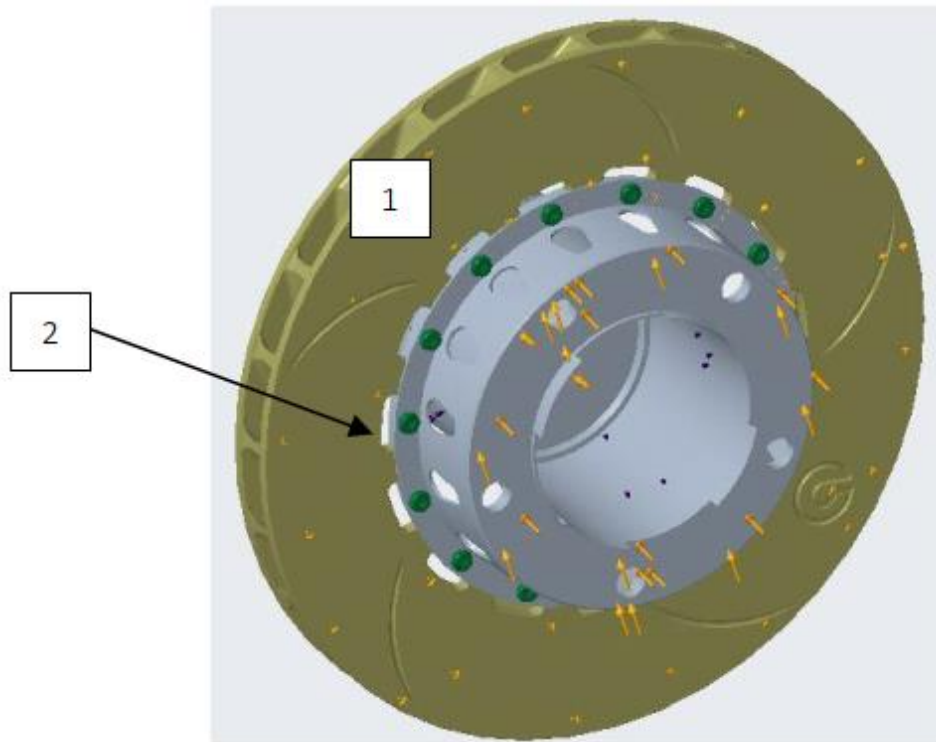


Рис. 4.42. Умови закріплення для повністю зібраної моделі ступиці колеса.

Рисунки 4.43, 4.44 та 4.45 демонструють напруження фон Мізеса з масштабованою на 20% деформацією. Аналіз підтверджує, що зібрана ступиця колеса відповідає вимогам і може функціонувати належним чином.

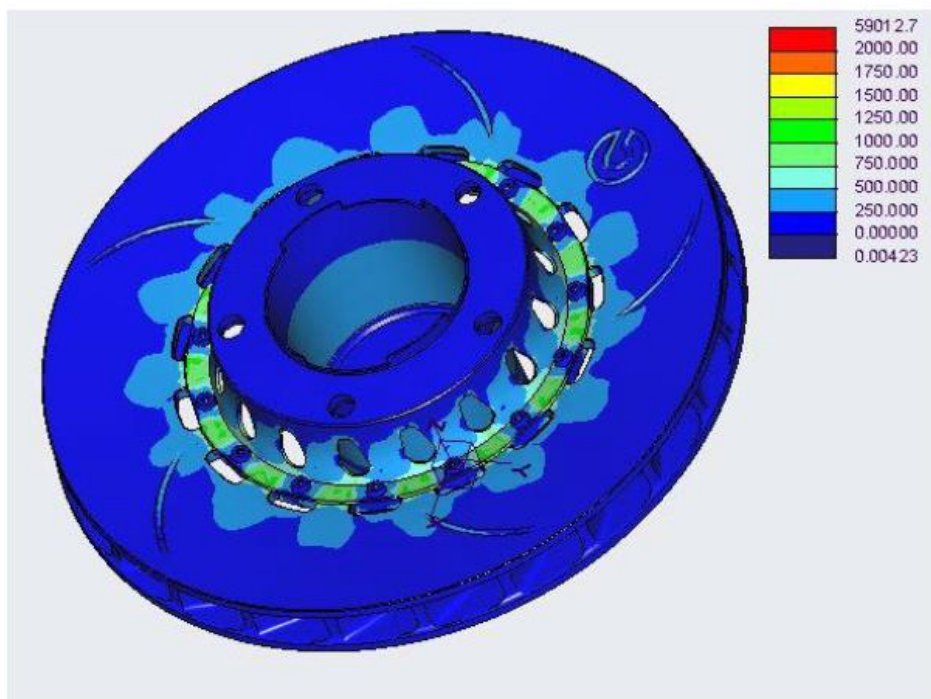


Рис. 4.43. Напруження фон Мізеса для зібраної моделі ступиці колеса з деформацією, збільшеною на 20% МПа.

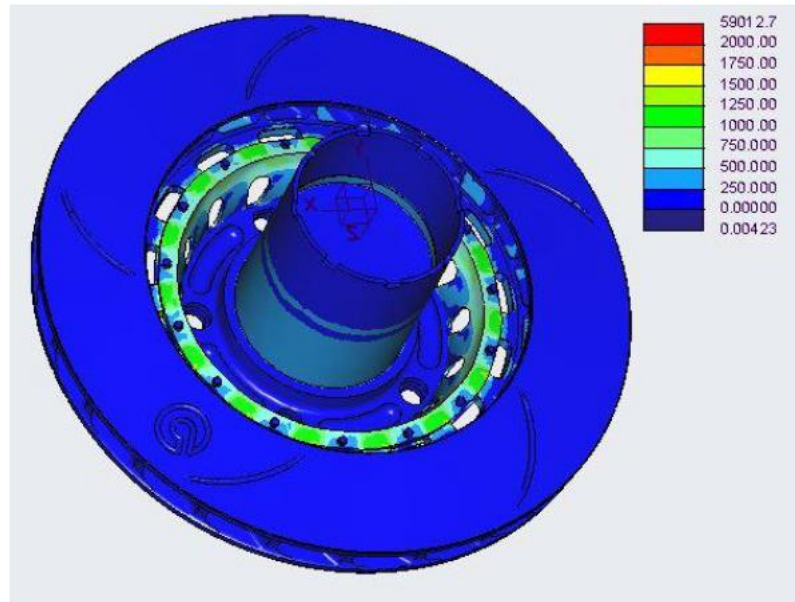


Рис. 4.44. Напруження фон Мізеса для зібраної моделі ступиці колеса з деформацією, збільшеною на 20% МПа.

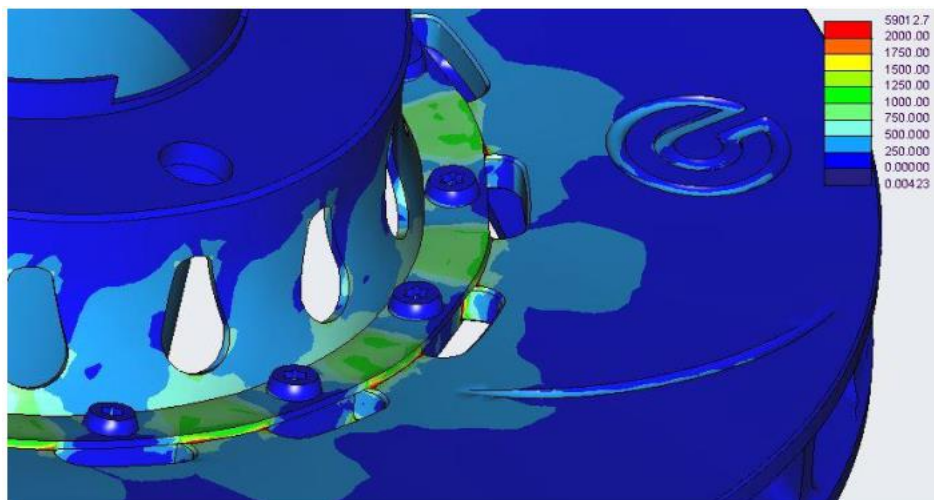


Рис. 4.45. Деталізований вигляд напружень фон Мізеса для зібраної моделі ступиці колеса з деформацією, збільшеною на 20% МПа.

Ретельний аналіз результатів симуляції методом скінченних елементів і конструктивного дизайну проводиться з урахуванням використання коефіцієнта запасу міцності для прикладених навантажень. Для оцінки запасу міцності ступиці застосовується рівняння (4.28) (Collins, Busby, & Staab, 2010).

$$\text{Margin of Safety} = \left( \frac{\text{Yielded strength}}{\text{Measured stress}} \right) - 1 \quad (4.28)$$

Запас міцності, розрахований для результатів аналізу методом скінченних елементів ступиці, яка вважається найбільш навантаженою, наведено у таблиці 4.5.

Таблиця 4.5. Запас міцності.

| Ступиця      | Межа текучості<br>(матеріал) МПа | Виміряні напруження<br>фон Мізеса МПа | Запас міцності |
|--------------|----------------------------------|---------------------------------------|----------------|
| Рисунок 4.35 | 790                              | 507                                   | 0.56           |
| Рисунок 4.36 | 1980                             | 1150                                  | 0.72           |
| Рисунок 4.47 | 1980                             | 1250                                  | 0.58           |

#### 4.8 Результати та аналіз перепроєктованої ступиці колеса

Наведено підсумки виконаної роботи, що включає теоретичну основу, моделювання у CAD-середовищі та проведення аналізу методом скінченних елементів. Детально описані всі компоненти перепроєктованої ступиці, а загальний вигляд збірки представлено на рисунку 4.47. Для наочного порівняння поточного та нового дизайну використано поперечний переріз, показаний на рисунку 4.46. Інтеграція адаптера гальмівного диска в конструкцію перепроєктованої ступиці дозволила створити більш компактну конструкцію, водночас зменшивши кількість окремих деталей.

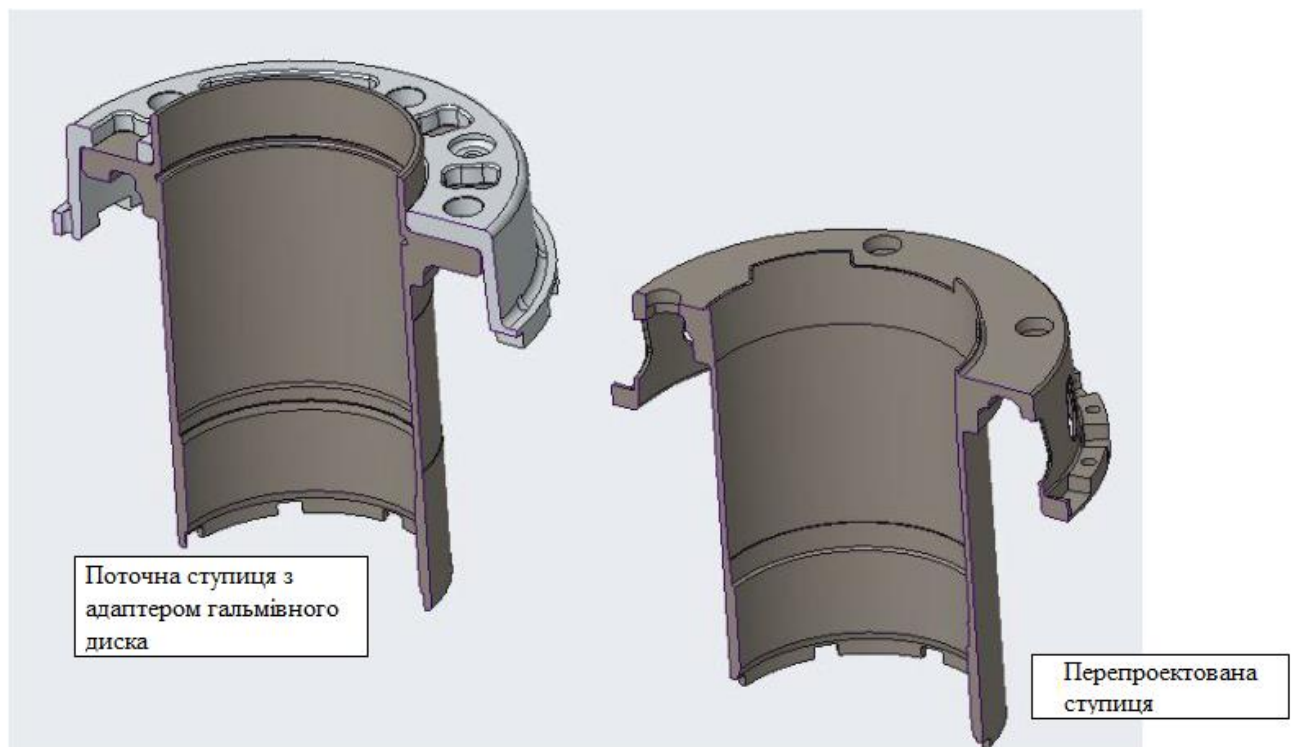


Рис. 4.46. Порівняння поточної та перепроєктованої ступиць

Рисунок 4.47 демонструє збірку оновленої ступиці колеса, яка інтегрована в існуючу стійку (частково зображену на рисунку) та CV-шарнір

(на рисунку видно лише внутрішній шарнір і приводний вал). Ця ілюстрація служить не лише для наочного представлення нового дизайну, але й для підтвердження можливості заміни поточної ступиці без втрати її функціональних характеристик. Детальний опис кожного компонента та їх функціональності наведено в розділах 4.46–4.52.

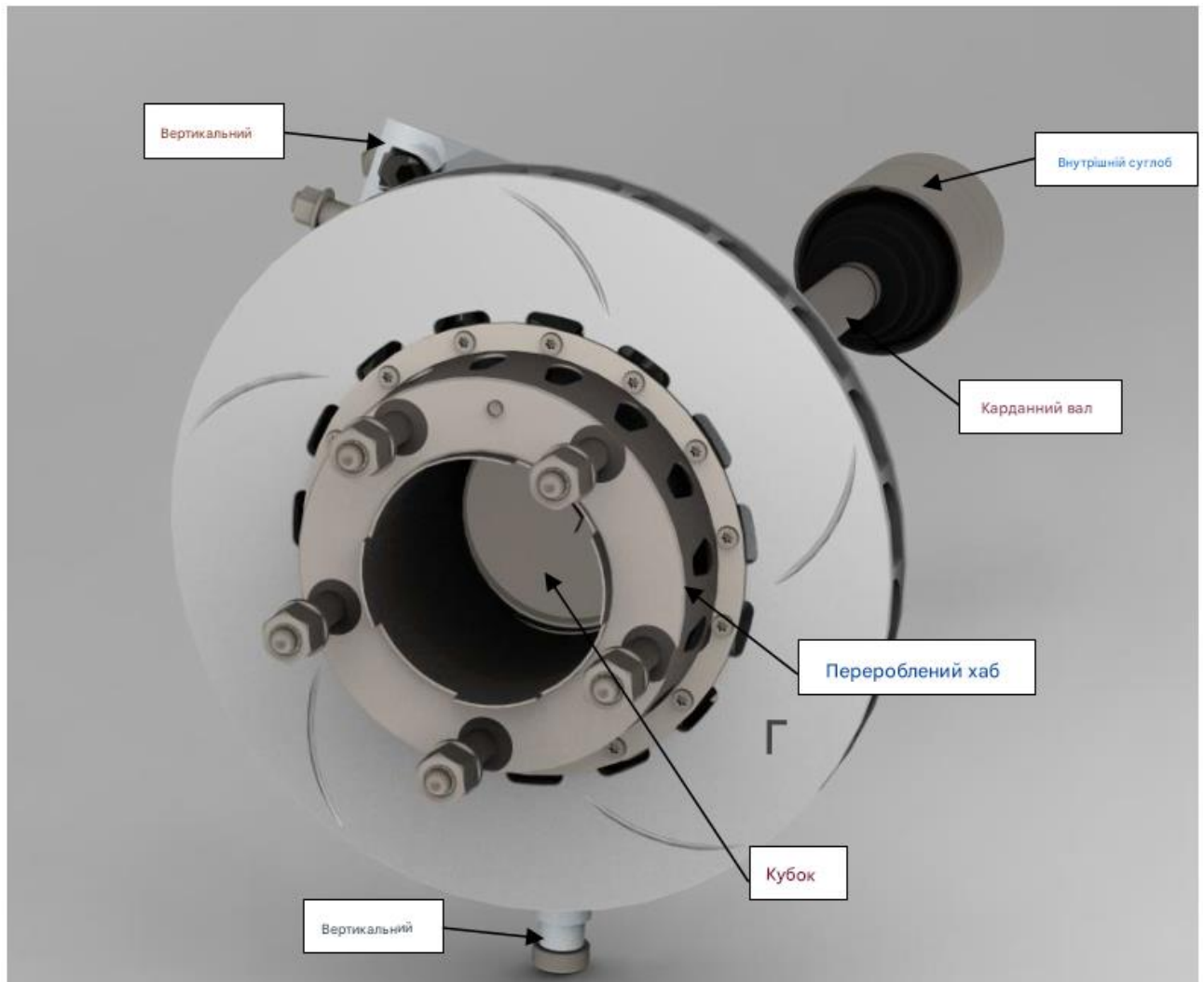


Рис. 4.47. Перепроєктована ступиця колеса – збірка.

Тоді як перепроєктована конструкція, яка забезпечує найкраще співвідношення між масою та продуктивністю, Оцінка навантажень, які впливають на конструкцію. Навантаження, що впливають на ступицю колеса, визначалися шляхом аналізу даних прискорень у напрямках  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Ці дані використовувалися як для динамічних, так і для статичних розрахунків, щоб оцінити діючі сили. Усі невизначеності, а також особливі випадки навантажень були враховані через застосування коефіцієнта запасу міцності.



Було виконано порівняння між поточною ступицею та моделлю від Pankl Systems. Це дозволило визначити ключові переваги та недоліки кожної конструкції.

Після завершення попереднього аналізу та вибору концепції була створена CAD-модель. Параметри ступиці були встановлені як змінні, що дозволило за допомогою симуляцій знайти оптимальну геометрію з урахуванням співвідношення маси до міцності, забезпечуючи ефективний і оптимальний дизайн.

На рисунках 4.46 і 4.47 представлено перепроєктовану конструкцію ступиці, яка забезпечує зменшену масу. Створену модель було передано EKS у форматі STEP-файлу. EKS отримала всі права на внесення змін до дизайну, оцінку його результатів та прийняття рішення щодо відповідності нової ступиці встановленим вимогам.

Дизайн із інтегрованим адаптером гальмівного диска в маточину дозволяє обрати новий матеріал для маточини через необхідність виготовлення повністю нової деталі. Такий підхід дає змогу зменшити витрати матеріалу та мінімізувати кількість компонентів. Перепроєктування маточини та заміна матеріалу також дає можливість скоригувати внутрішній діаметр маточини та запропонувати інше рішення для осьової фіксації ШРКШ (яка раніше виконувалася за допомогою розетки).

Внутрішній діаметр маточини збільшено на 1,5 мм, становить 120 мм від поверхні кріплення для обода (позначено цифрою 1 на рисунку 4.48). Візуалізоване зображення зібраної маточини колеса представлено на рисунку 4.30. Зовнішній діаметр маточини залишився незмінним, як і інтерфейси підшипника колеса та його положення (див. рисунок 4.50). Це забезпечує можливість використання маточини в існуючому поворотному кулаці автомобіля.

Секційний вигляд перепроєктованої маточини наведено на рисунку 4.48 для ілюстрації її конструкції. Різьбові з'єднання (позначено цифрою 2) та шліци (позначено цифрою 3) для чашки та ШРКШ відповідають тим, що використовуються в поточній маточині.

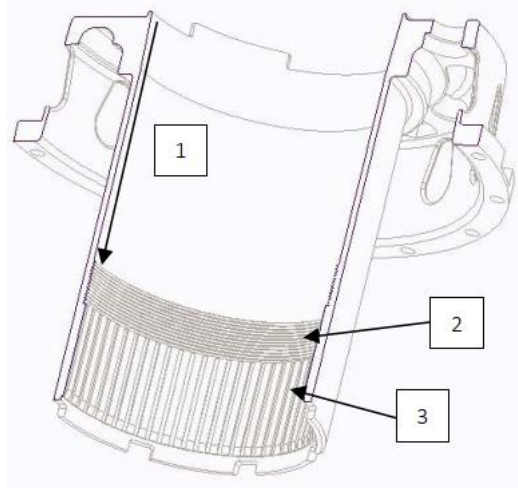


Рис. 4.48. Скелетна секція маточини.

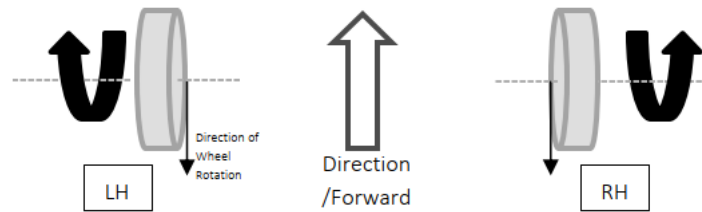


Рис. 4.49. Визначення правої та лівої різьби.

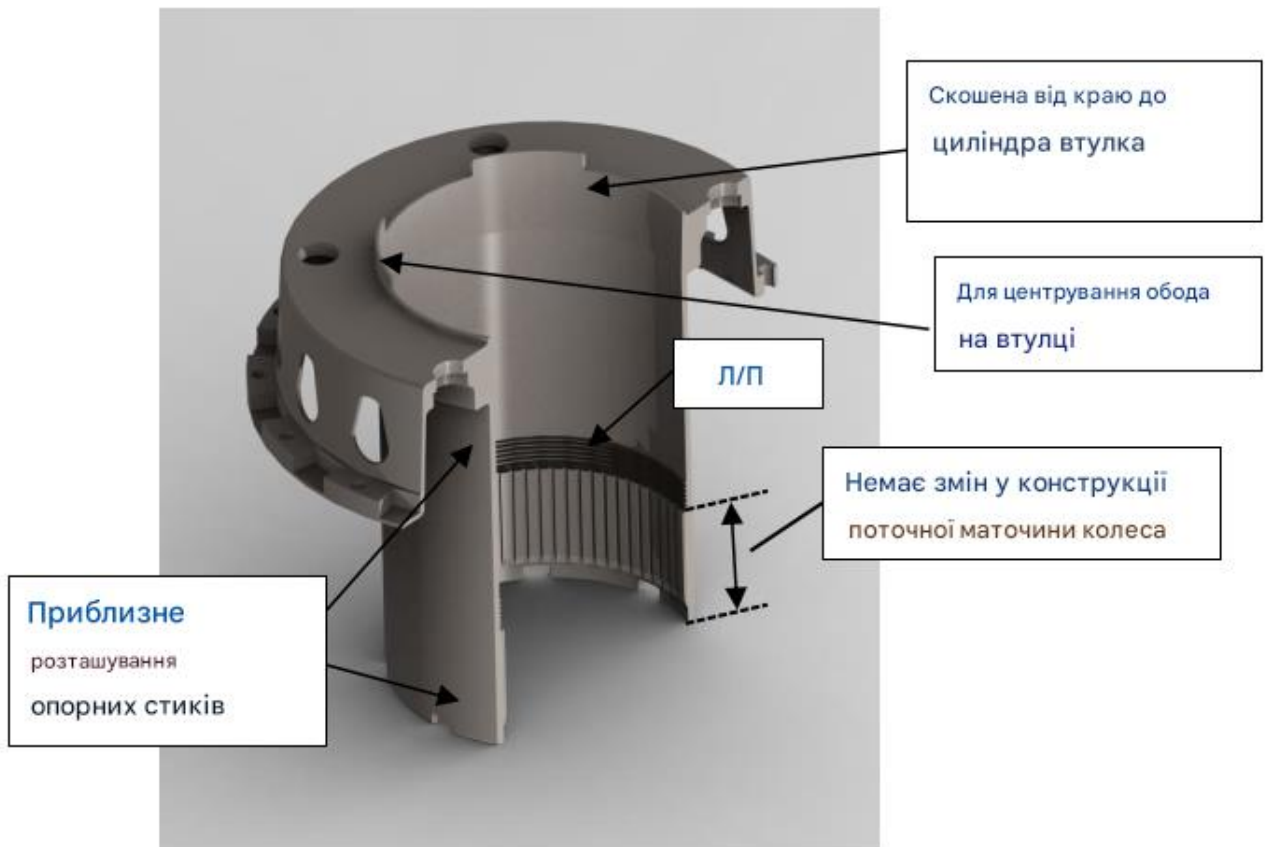


Рис. 4.50. Маточина колеса – новий дизайн.

Відмовившись від застосування традиційного гнізда та затримувального кільця, інженери вирішили замінити їх на корпус, який надійно утримує ШРУС в осьовому напрямі. Затягування Корпусу забезпечується за допомогою спеціально розроблених ниток (детальніше на рисунку 4.48): з ліворізьбленням для лівої сторони ступиці та праворізьбленням для правої. Це вимагає виробництва двох відмінних модифікацій ступиць, кожна під свій бік. Переваги такого підходу були оцінені, і було прийнято рішення про його реалізацію для забезпечення стабільності ШРУСу. Шліци для передачі крутного моменту наслідують конструкцію поточної ступиці, для порівняння поточного дизайну зверніть увагу на рисунок 4.30 у розділі 4.10.

Центрувальне кільце на ступиці піддалось глибокому аналізу, в результаті чого матеріал був значно скорочений через незначні навантаження, що діють на периферійну частину при звичайній експлуатації. Такий дизайн обрано для оптимізації маси - нову, удосконалену версію можна побачити на рисунку 4.48.

Інтерфейси для монтажу гальмівного диска, які були розроблені на поточному адаптері, передбачають установку диска відокремлено від ступиці автомобіля. Внаслідок цього, в новій конструкції адаптер гальмівного диска є інтегрованою частиною ступиці і не може бути видалений для закріплення диска. Вибір гальмівного диска був зроблений згідно зі стандартом, і нова конструкція має відповідати інтерфейсам диска та забезпечувати можливість монтажу разом із ступицею в установленому положенні. Див. креслення гальмівного диска. Новий метод кріплення і інтерфейси представлені на рисунках 4.51 і 4.52. Конструкція із застосуванням Кільця утримує гальмівний диск в осьовому напрямку, запобігаючи його переміщенню. Виступи на місці з'єднання передають крутний момент на ступицю під час гальмування. Гальмівний диск має плаваючу конструкцію, що дозволяє уникнути термічних напруг і тріщин, розширюючись контрольовано і симетрично, тим самим мінімізуючи передачу тепла до ступиці при підвищенні температури від тертя диска об колодки. Вплив на ступицю обмежується тільки обертанням, оскільки диск не зафіксований статично. Кільце та гвинти, що використовуються для осьової фіксації диска, залишаються як у поточному рішенні.



Рис. 4.51. Схематичний вибуховий вигляд маточини колеса та гальмівного диска.



Рис. 4.52. Маточина колеса та гальмівний диск у зібраному вигляді.

Новостворений корпус, який було спроектовано та виготовлено спеціально для даного застосування, виготовляється з сталі марки 15CDV6, обраної через її властивості мінімізувати термічне розширення. У середині Корпуса встановлена шестигранна гайка M13, що значно спрощує процеси збірки та розбірки корпусу на ступиці. Край корпусу оснащений різьбою із кроком 1,25 мм, про що можна дізнатися більше, переглянувши рисунок 4.53.

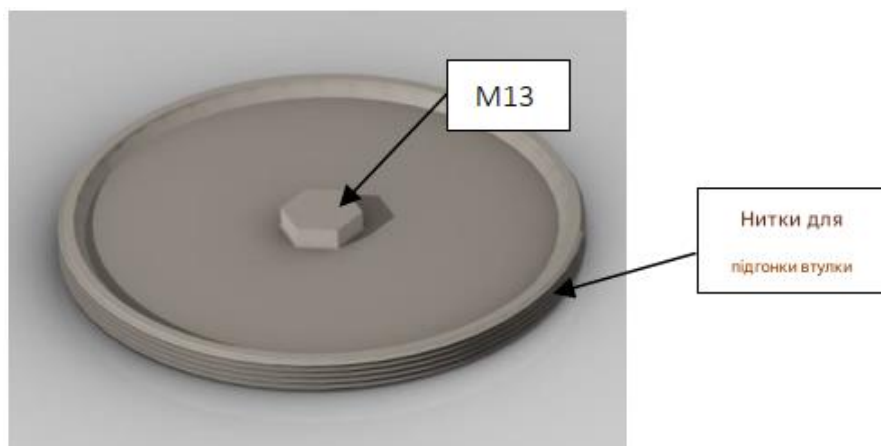


Рис. 4.53. Корпус.

На рисунку 4.54 представлений частковий переріз ступиці з монтованим корпусом. Червона пунктиром вказана лінія ілюструє верхній край ШРУСу при коректному зібранні всіх компонентів. ШРУС виключено з візуалізації, щоб краще виділити нові та перероблені деталі конструкції.



Рис. 4.54. Чашка, встановлена в маточину колеса (квартальний розріз маточини).

Виготовлений кран сконструйований з алюмінію 7075-T6, що використовується й у поточних моделях. Хоча існуючу компоненту можна адаптувати за допомогою токарних робіт, з огляду на необхідність лише видалення матеріалу певної геометрії, рекомендується створення нової деталі. Ущільнювальне кільце О-рінг, задіяне для захисту ШРУСу від пилу та вологи, залишається незмінним, як у діючому варіанті, адже геометричні зміни в цьому сегменті відсутні, згідно з рисунком 4.55. Для демонтажу крана застосовується централізований отвір M8x1.25. Конструкція збірки крана, що включає блокувальне кільце у ШРУСі, аналогічна поточній моделі, представлена на рисунку 4.56.

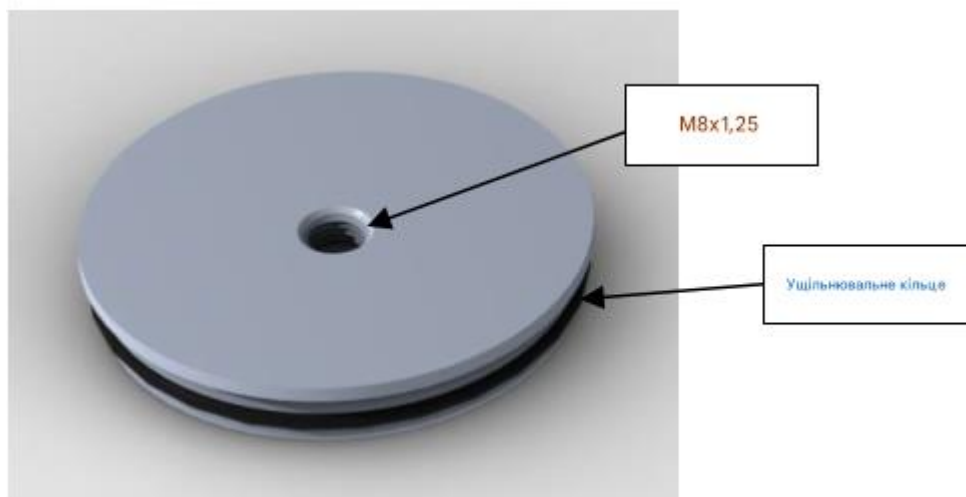


Рис. 4.55. Перепроєктований різьбовий елемент.

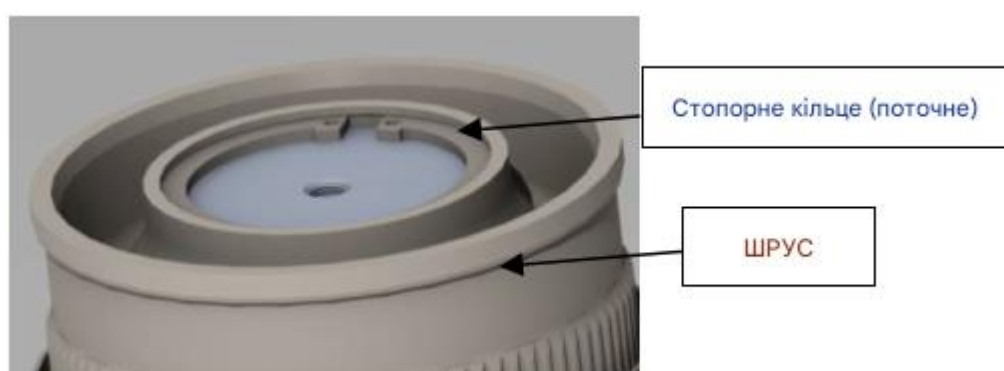


Рис. 4.56. Шарнір CV з оновленим різьбовим елементом.

Основна ціль даного проекту полягає у скороченні ваги ступиці колеса в цілому. Відбулося детальне узагальнення ваги кожної компоненти, що входить до складу, подробиці можна знайти в таблиці 4.5. У вдосконаленому проекті ступиці виконано нове гніздо з алюмінію 7075-T6, що дозволило зменшити вагу гнізда, при цьому зберігаючи його функціональні властивості. рисунок 4.57 надає візуальне порівняння цих двох конструкцій.

Таблиця 4.5 включає як реально зважені маси існуючих компонентів, так і прогнозовані маси, обчислені в програмі Creo на основі характеристик матеріалів. Відповідно до цієї таблиці, маса оптимізованої ступиці та алюмінієвого гнізда знизилася на 15%, тоді як повна перероблена ступиця колеса стала легшою на 25%, що становить 843 грами на колесо.

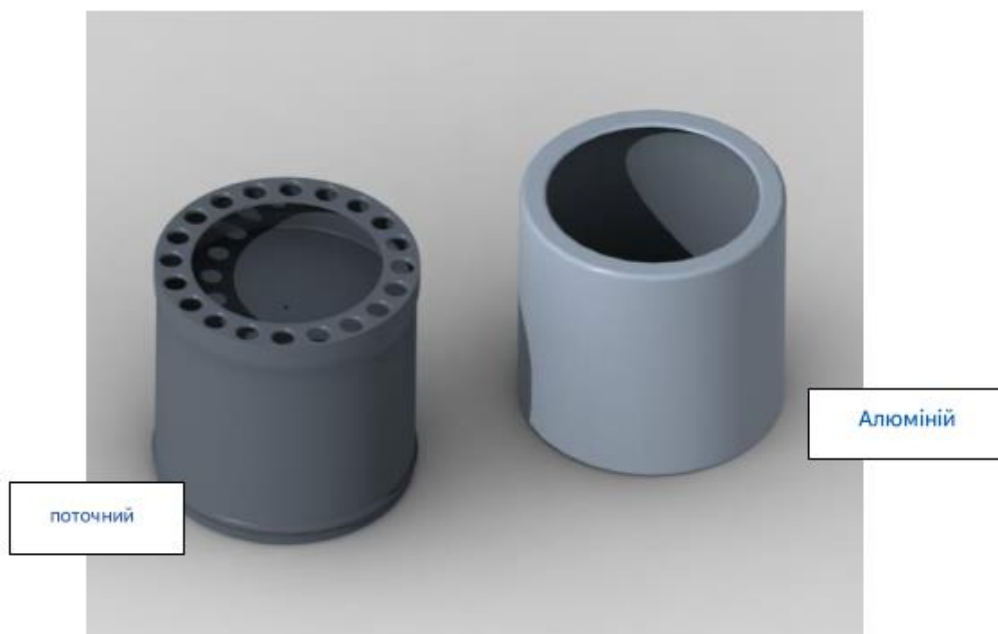


Рис. 4.57. Стандартні та алюмінієві розетки.

Таблиця 4.5. Детальні маси - існуючі, удосконалені та повністю перероблені ступиці колес.

| Специфічна маса деталей.  | Сучасний дизайн          |                    | Вдосконалений дизайн з оптимізацією | Вдосконалений дизайн із вбудованим адаптером гальмівного диска |
|---------------------------|--------------------------|--------------------|-------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
|                           | Експериментальна маса, г | Симульована маса г | Симульована маса г                  | Симульована маса г                                             |
| Ступиця                   | 2102                     | 2172               | 2030                                | 2226                                                           |
| Гніздо                    | 394                      | 349                | 155                                 | Не включено                                                    |
| Кран                      | 98                       | 112                | 42                                  | 42                                                             |
| Блокувальне кільце        | 18                       | 18                 | 18                                  | Не включено                                                    |
| Корпус                    | Не включено              | Не включено        | Не включено                         | 195                                                            |
| Адаптер гальмівного диска | 694                      | 561                | 561                                 | Включено в "Ступицю колеса"                                    |

|                                         |       |       |       |      |
|-----------------------------------------|-------|-------|-------|------|
| Загалом:                                | 3306  | 3212  | 2805  | 2463 |
| Зміна загальної маси на колесо:         | -     | -     | 501   | 843  |
| Зміна на колесо/загальна на автомобілі: | -     | -     | 15%   | 25%  |
| Зміна загальної маси на автомобілі      | -     | -     | 2004  | 3372 |
| Загальна маса на автомобілі:            | 13224 | 12846 | 11220 | 9852 |

Для аналізу результатів та переваг реалізації проекту застосовані моделі MATLAB® та Simulink®, що ілюструють теорію з використанням невідпруженої маси 35 кг, відомої як "базова лінія" (синій колір), поряд з моделями оптимізованої (оранжевий колір) та перепроєктованої ступиц (зелений колір). Ваги цих ступиць визначені на основі симуляцій, виконаних у Cgeo, деталі див. у Таблиці 4.5. Аналіз даних та моделювання представлені на графіку, що знаходиться на рисунку 4.58. Цей графік було адаптовано до інтервалу 0,55-0,64 секунди для акцентування на ключовій зоні дослідження. Представлені три графіки з різними варіаціями невідпруженої маси чітко демонструють, що перепроєктована ступиця краще адаптується до нерівностей дороги порівняно з оптимізованою, завдяки підвищеній прискореності, швидкості та переміщенню при проходженні перешкод. Хоча представлені зміни є відносно невеликими, загальна перевага цього дизайну з точки зору зниження амплітуди під час удару є значущою. Це моделювання показує тільки один удар, але на трасі, коли автомобіль рухається з високою швидкістю та долає декілька перешкод, це може принести ще більші переваги.



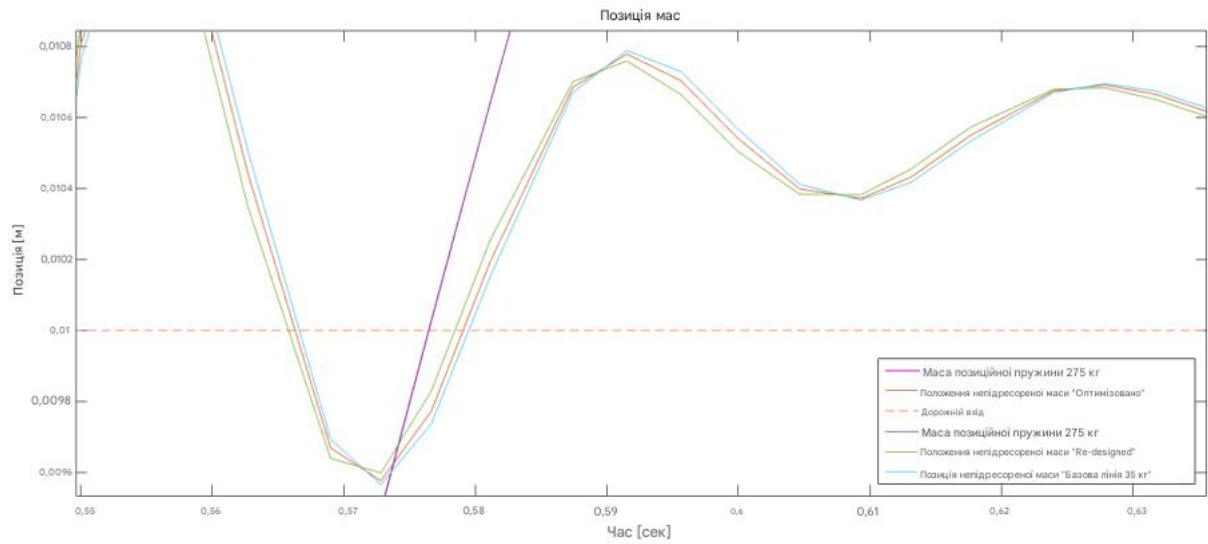


Рис. 4.58. Графічне зображення симуляції з використанням Simulink для різних незатриманих мас згідно з таблицею 5.1 – позиція.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Вимоги безпеки під час проведення технічного обслуговування автомобілів

У місцях виконання та під час виконання робіт технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів можуть мати місце такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- падіння вивішених частин транспортних засобів при технічному обслуговуванні та ремонті підвіски, коліс, мостів тощо;

- падіння кузова автомобіля-самоскида при технічному обслуговуванні та ремонті гідروпідйомника;

- падіння перекидної кабіни вантажного автомобіля;

- падіння деталей, вузлів, агрегатів, інструменту;

- падіння працівників на поверхні, з висоти (буфера, драбини, естакади, площадок) в оглядову канаву;

- напруженість праці через вимушену робочу позу в оглядовій канаві;

- наїзди автомобілів: внаслідок самовільного руху, при запуску двигуна, в'їзді (виїзді) у зону ремонту, русі на оглядовій канаві та конвеєрі;

- термічні фактори (пожежі при зливанні пально-мастильних матеріалів з автомобілів, митті ними деталей, вузлів, агрегатів, зберіганні та залишенні їх на робочих місцях);

- осколки металу, що відлітають при випресовуванні та запресовуванні шкворнів, пальців, підшипників, валів, вісей, при рубанні металу;

- наявність у повітрі робочої зони шкідливих речовин (акролеїну, вуглецю оксиду, вуглеводнів аліфатичних граничних тощо);

- знижена температура повітря у холодний період року; недостатнє освітлення.

Транспортні засоби, агрегати та деталі, що направляються на пости технічного обслуговування та ремонту, повинні бути вимиті, очищені від бруду і снігу.

В'їзд (виїзд) у приміщення і постановка транспортних засобів на пости технічного обслуговування та ремонту здійснюються з дозволу та під керівництвом відповідальної особи - майстра (начальника дільниці).

Після постановки транспортного засобу на пост технічного обслуговування або ремонту (без примусового переміщення) необхідно обов'язково зупинити двигун, установити важіль перемикачів передач (контролера) у нейтральне положення, загальмувати автомобіль стоянковим гальмом, а під колесо з обох боків підкласти упорні колодки. На рульове колесо повинна бути вивішена табличка з написом «Двигун не запускати - працюють люди!»

Під час обслуговування транспортного засобу на підйомнику (гідравлічному, пневматичному, електромеханічному) на пульті управління підйомником повинна бути вивішена табличка із написом «Підйомник не включати - працюють люди!».

У приміщеннях технічного обслуговування з потоковим рухом транспортних засобів обов'язковим є влаштування сигналізації (світлової, звукової), яка своєчасно попереджує працівників на лінії обслуговування про момент початку руху транспортного засобу з поста на пост або про виїзд транспортного засобу.

Під вивішені частини транспортного засобу за допомогою домкратів (пересувних накатних підйомників, талей тощо) для огляду, виконання технічних робіт та ремонту повинні бути встановлені підставки (козелки).

Підставки (козелки) під вивішені частини транспортного засобу повинні встановлюватися у місцях, які зазначено в технологічній документації, документації з експлуатації транспортного засобу.

Огляд і ремонт пневморесор автобусів необхідно виконувати на спеціально облаштованих для цього оглядових канавах, обладнаних пересувними накатними підйомниками, або на стаціонарних підйомниках.

Виконання працюючими робіт, пов'язаних із зняттям та установкою балонів пневморесор, допускається тільки після проведення цільового інструктажу і оформлення наряду-допуску.

У виконанні робіт, пов'язаних із зняттям та установленням агрегатів, повинні брати участь два слюсарі з ремонту автомобілів. Допускається замість одного слюсаря працювати водію при відповідній підготовці і обов'язковому інструктажу з охорони праці при виконанні цих робіт.

Під час обслуговування та ремонту автомобілів (у тому числі двигунів) на висоті понад 1 м працівники повинні бути забезпечені і користуватися спеціальними помостами, естакадами, площадками або драбинами - стрем'янками. Застосовувати приставні драбини не допускається.

Під час підймання по драбині працівникові забороняється тримати у руках інструмент, деталі, матеріали та інші предмети. Для цієї мети повинна застосовуватись сумка або спеціальні ящики. Забороняється проводити одночасно роботу на драбині, помостах, площадках та під ними.

Забороняється пуск двигуна автомобіля на постах технічного обслуговування та ремонту працівникам, які не мають на це права.

При включенні двигуна для заповнення пневмосистеми автомобіля необхідно передбачати відведення вихлопних газів за межі приміщення.

Перед проведенням робіт, які пов'язані з прокручуванням колінчастого та карданного валів відповідно до технологічного процесу, необхідно додатково перевірити відключення запалювання (перекриття подачі пального для дизельних двигунів), нейтральне положення важеля перемикання передач (контролера); звільнити важіль стоянкового гальма. Після виконання необхідних робіт автомобіль слід загальмувати стоянковим гальмом.

Забороняється прокручувати карданний вал за допомогою монтажної лопатки або інших предметів.

За потреби виконання робіт під автомобілем, що знаходиться поза межами оглядової канави, підйомника, естакади, працівники повинні забезпечуватися і користуватися лежачками.

Перед зняттям вузлів та агрегатів, які пов'язані із системами живлення, охолодження, мащення автомобіля (паливні баки, двигуни, коробки передач, задні мости тощо), необхідно спочатку злити із них паливо, масло та охолоджувальну рідину в спеціальну тару, не допускаючи їх проливання.

Під час проведення ремонту паливних баків, а також паливопроводів, через які може витікати паливо із баків, останні перед ремонтом повинні бути повністю звільнені від нього. Зливання палива повинно здійснюватися у місцях, що виключають можливість його загоряння.

Важкодоступні точки мащення необхідно змащувати за допомогою наконечників з гнучким шлангом або наконечників з шарнірами.

Під час технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів не допускається:

- виконувати будь-які роботи на автомобілі (причепі, напівпричепі), який вивішений тільки на одних підйомних механізмах (домкратах, накатних пересувних підйомниках, телях тощо);

- підкладати під вивішені частини автомобіля (причепа, напівпричепа) замість підставок (козелків) диски коліс, цеглу та інші випадкові предмети;

- установлювати домкрат на випадкові предмети або підкладати їх під плунжер домкрата;

- знімати і ставити ресори на транспортні засоби усіх конструкцій і типів без попереднього їх розвантаження від маси кузова шляхом вивішування кузова з установленням підставок (козелків) під нього або раму автомобіля;

- проводити обслуговування та ремонт автомобілів при працюючому двигуні, за винятком окремих видів робіт, технологія проведення яких вимагає запуску двигуна;

- підіймати (вивішувати) автомобіль за буксирні пристрої (гаки) шляхом захоплення їх тросами, ланцюгами або гаком підйомного механізму;

- підіймати (навіть короткочасно) вантажі масою більше ніж це зазначено на табличці даного підйомного механізму;

- оглядати, поправляти, ремонтувати пневморесору, якщо працівник перебуває між кузовом автобуса і колесом;

- знімати, установлювати та транспортувати агрегати при зачепленні їх тросами або канатами без спеціальних захватів;

- підіймати вантаж при косому натязі троса або ланцюгів;

- залишати інструмент і деталі на автомобілі (рамі, агрегатах, підніжках, капоті тощо), краях оглядової канами;

транспортувати агрегати на візках, не обладнаних пристроями, що запобігають їх падінню.

У зоні технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів не допускається:

виконувати роботи на робочих місцях, які не відповідають вимогам безпеки;

мити деталі, агрегати, руки легкозаймистими рідинами (бензином, розчинниками тощо);

зберігати та залишати легкозаймисті та горючі рідини, злите паливо, кислоти, карбід кальцію, порожню тару з-під палива та мастильних матеріалів тощо;

проводити роботи з відкритим вогнем без спеціального дозволу і вжиття заходів протипожежної безпеки;

заправляти автомобілі паливом;

захаращувати проходи між стелажми і виходи із приміщень (деталлями, вузлами, агрегатами, тарою тощо);

при постановці автомобіля на оглядову канаву перекривати ним основний та запасний виходи з неї;

установлювати автомобілі з відкритими горловинами баків і за наявності течі із паливної системи.

## **5.2 Аналіз стихійних сил природи**

Аварія - це порушення нормальної роботи певного механізму, що призводить до значних ушкоджень, знищення матеріальних цінностей, ураження і загибелі людей. Катастрофа - це аварія значних масштабів з трагічними наслідками.

Небезпечними наслідками великих аварій є пожежі та вибухи. Вибухають під великим тиском котли, балони, трубопроводи на промислових підприємствах, вугільний пил і газ у шахтах, пара лакофарбових речовин на меблевих і деревообробних підприємствах. На об'єктах нафтової, хімічної і

газової промисловості аварію спричинюють загазованість атмосфери, розливання

нафтопродуктів, агресивних рідин та сильнодіючих отруйних речовин (СДОР). Найнебезпечніші аварії можуть виникнути на підприємствах, які виробляють, використовують або зберігають сильнодіючі отруйні, вибухо- і вогнєнебезпечні речовини і матеріали. Це підприємства хімічної, нафтопереробної, нафтохімічної та інших споріднених галузей промисловості; підприємства, що мають холодильні установки, в яких використовується аміак; це також залізничні станції, на яких є колії відстою рухомого складу зі СДОР; це склади і бази із запасами отрутохімікатів.

Здебільшого аварії виникають через: порушення технології виробництва, правил експлуатації обладнання, машин і механізмів; низьку трудову і технологічну дисципліну; недотримання заходів безпеки; незадовільне впровадження прогресивних систем пожежегасіння: відсутність належного нагляду за станом обладнання, а також через стихійні лиха.

Стихійні дії сил природи, поки ще не повною мірою підлеглі людині, наносять економіці держави і населенню величезний збиток. Надзвичайні ситуації - стихійні лиха - такі явища природи, які викликають екстремальні ситуації, порушують нормальну життєдіяльність людей і роботу об'єктів. Найбільш характерні стихійні лиха для різних географічних районів нашої країни - землетрусу, повені, селеві потоки і зсуви, сніжні лавини, бури й урагани, пожежі. Стихійні лиха виникають раптово і носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будинки і спорудження, знищувати цінності, порушувати процеси виробництва, викликати загибель людей і тварин. По характеру свого впливу на об'єкти окремі явища природи можуть бути аналогічні впливу деяких вражаючих факторів ядерного вибуху й інших засобів нападу супротивника. У сучасному світі, при сучасній екології дуже часто приходится очікувати надзвичайних ситуацій саме з боку природи, а не сторони країни нападаючого супротивника. Самим наочним прикладом служить надзвичайна природна ситуація - повінь у наслідку землетрусу в океані і цунамі, що відбулося в країнах Південної та Південно – Східної Азії, що забрало сотні тисяч життів.

Ціль даної роботи - розглянути найбільш часто виникаючі надзвичайні ситуації, дати їм коротку характеристику і розглянути основні способи захисту населення при виникненні подібних ситуацій.

Дії населення при землетрусі. Попередити землетрус неможливо, проте випадку оповіщення про загрозу землетрусу чи появи його ознаки слід діяти швидко, але спокійно, впевнено і без паніки.

При завчасному попередженні про загрозу землетрусу, перш ніж залишити квартиру (дім), необхідно вимкнути нагрівальні пристрої і газ, якщо топилася піч - загасити її; після цього слід одягти дітей, старих, одягтися самому, взяти необхідні речі, невеликий запас продуктів харчування, медикаменти, документи і вийти на вулицю. На вулиці слід якомога швидше відійти від будівель і споруд у напрямку площ, широких вулиць, скверів, спортивних майданчиків, незабудованих ділянок, суворо дотримуючись встановленого громадського порядку.

Якщо землетрус почався раптово, коли зібратися і вийти з квартири (будинку) виявляється неможливим, необхідно зайняти місце (встати) у дверному чи віконному прорізі, а як тільки стихнуть перші поштовхи землетрусу - швидко вийти на вулицю.

У подальшому необхідно діяти згідно з обстановкою, що склалася, виконувати всі розпорядження органів управління з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту населення.

З отриманням штормового попередження слід негайно вдатися до проведення запобіжних робіт: зміцнити слабкі конструкції зачинити двері, приміщення на горищі, слухові вікна, вентиляційні отвори. Великі вікна і вітрини необхідно оббити дошками. Шибки заклеїти смужками паперу або тканини. Двері і вікна з підвітряної сторони залишити відчиненими, щоб урівноважити внутрішній тиск у будівлі. З дахів, балконів, лоджій прибрати предмети, які при падінні можуть заподіяти людям травмувань.

Якщо є можливість і необхідність, треба вимкнути комунальні енергетичні мережі, відкрити допоміжні люки для пропускання води. З легких споруд людей перевести у міцніші будівлі або укрити в захисних спорудах ЦО.



Необхідно припинити зовнішні роботи, застатися електричними ліхтарями, газовими лампами, свічками. Доцільно створити запаси води на 2-3 доби, підготувати похідні плити, примуси, не забути застатися продуктами харчування і медикаментами, особливо перев'язочними матеріалами; радіоприймачі і телевізори тримати постійно ввімкненими.

Перебуваючи у будинку, слід остерігатися поранень уламками скла, що розлітається. Для цього треба відійти від вікон і встати

впритул до простінку. Можна використовувати також міцні меблі. Найбезпечнішим місцем є сховища ЦО, підвали або внутрішні приміщення перших поверхів цегляних і кам'яних будинків. І можна виходити на вулицю одразу ж після послаблення вітру тому що через кілька хвилин порив може повторитися. Якщо все-таки необхідно, треба триматися подалі від будівель і спорів високих парканів, стовпів, дерев, щогл, опор, проводів.

Заборонено знаходитися на шляхопроводах, наближатися , місць зберігання легкозаймистих або сильнодіючих отруйних речовин.

Слід пам'ятати, що найчастіше в таких умовах люди зазнають травмувань від уламів скла, шиферу, черепиці, покрівельного заліза, зірваних шляхових знаків, від деталей оздоблень фасадів і карнизів від предметів, що зберігаються на балконах і лоджіях.

Якщо ураган (смерч) застав вас на відкритій місцевості, краще за все сховатися у канапі, ямі, яру, будь-якій виїмці: лягти дно заглиблення і щільно притулитися до землі. Перебувати пошкодженій будівлі небезпечно - вона може обвалитися і новим натиском вітру.

Особливо слід остерігатися розірваних електропроводів виключена імовірність того, що вони під напругою.

Ураган (смерч) може супроводжуватися грозою (бурі). Ухиляйтесь від ситуацій, при яких збільшується ймовірність ураження блискавкою: не укривайтеся під деревами, які сто, окремо; не підходьте до ліній електропередач і т. п.

Головна умова – це не піддаватися паніці. Діяти грамотні свідомо, утримуватися від нерозумних вчинків, надавати допомогу, потерпілим.

Зимові прояви стихійних сил природи нерідко виявляються у снігових заметах внаслідок

снігопадів і хуртовин. Снігопади, тривалість яких може бути від 16 до 24 годин, дуже впливають на господарську діяльність населення, особливо з наступним різким похолоданням (сильний мороз) або потеплінням (швидке танення снігу або ожеледь).

Негативний вплив цих явищ призводить до того, що різко погіршується видимість, переривається транспортне сполучення як внутрішньоміське, так і міжміське. Випадання снігу з дощем при зниженій температурі повітря і ураганному вітрі створює умови для зледеніння ліній електропередач, зв'язку, контактних мереж електротранспорту, а також покрівель будівель, різного роду опор і конструкцій, що нерідко викликає їх руйнування.

Особливу небезпеку снігові замети створюють для людей, захоплених у дорозі, далеко від людського житла. Заметені снігом дороги, втрата видимості викликають повну дезорієнтацію на місцевості.

З оголошенням штормового попередження необхідно обмежити пересування, особливо на власному транспорті. Під час руху на автомобілі не варто намагатися подолати снігові замети, необхідно зупинитися, повністю закрити жалюзі машини, укрити двигун зі сторони радіатора. Якщо є можливість, автомобіль треба встановити двигуном у навітряний бік. Періодично треба виходити із автомобіля, розгрібати сніг, щоб не опинитися похованим під снігом. Крім того, не занесений снігом автомобіль - гарний орієнтир для пошукової групи. При прогріванні автомобіля важливо не допускати затікання в кабінку (кузов, салон) вихлопних газів; з цією метою важливо слідкувати, щоб вихлопна труба не завалювалася снігом.

Якщо у дорозі разом опинилося декілька чоловік (на декількох автомобілях), доцільно зібратися разом і використати один автомобіль як укриття.

У жодному разі не можна залишати укриття - автомобіль: у сильний снігопад (хуртовину) орієнтири, які здавалися надійними з першого погляду, через декілька десятків метрів можуть бути загублені.

Під час ожеледі пересування пішоходів ускладнюється, обвалення різних конструкцій і предметів під навантаженням стає реальною загрозою для людей (травматизм). Слід уникати перебування у старих будівлях, під лініями електропередач і зв'язку та поблизу їх опор, під деревами.

Звичайно зсув починається не раптово. Спочатку з'являються щілини у ґрунті, розколини доріг і берегових укріплень, зміщуються будівлі, споруди, дерева, опори ліній електропередач і зв'язку, руйнуються підземні комунікації, а далі виникає повне руйнування будинків і споруд, що може призвести до загрози здоров'ю і життю людей.

Перш за все, треба пильно стежити за оповіщенням щодо умов проходження зсуву та небезпеки для людей, що відбувається, як слід діяти, що необхідно зробити вдома, на подвір'ї.

Необхідно знати телефони управління з питань надзвичайних ситуацій і цивільного захисту населення (відділу з питань НС і ЦЗ, штабу ІДО), підготуватися до можливої евакуації з місця зсуву та вивозу матеріальних цінностей. [24]

Залишаючи приміщення, слід загасити вогонь, перекрити газові крани, вимкнути світло і електроприлади. Це допоможе відвернути виникнення пожежі.

Надати потерпілим першу допомогу, вивести свою сім'ю (сусідів та інших людей) у безпечну зону, взяті при можливості участь у локалізації і ліквідації осередків виникнення пожеж, огороженні небезпечних ділянок, виставленні спеціальних попереджувальних знаків, відключенні комунальних енергетичних систем. У подальшому діяти за вказівками органів управління з питань надзвичайних ситуацій і цивільного захисту населення.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Робота структурована згідно з загальноприйнятими стандартами для кваліфікаційних досліджень, охоплюючи ключові аспекти функціонального, технологічного, конструкторського, науково-дослідного та безпекового напрямків. Нижче наведено професійний аналіз основних розділів роботи:

### Загально-технічний розділ

містить чіткий опис функціонального призначення ступичного вузла, його компонентів та історичного розвитку конструкцій. Особливо корисною є секція, що пояснює вибір конструкції, адже вона встановлює підґрунтя для подальших розрахунків. Постановка завдання демонструє обґрунтованість обраної теми.

Технологічний розділ пропонує всебічний підхід до організації складання, включаючи розробку операцій і оцінку трудомісткості. Увагу приділено розрахунку довговічності підшипника та оцінці впливів на нього, що важливо для практичної реалізації.

Конструкторський розділ демонструє грамотний підхід до виконання проєктних завдань, зокрема через виконання попередніх розрахунків, обґрунтування ключових рішень та створення технічного завдання.

Науково-дослідний розділ містить теоретичні та математичні моделі, а також використання методу скінченних елементів для оптимізації конструкції. Особливо цінним є порівняльний аналіз різних концепцій.

Розділ охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях охоплює основні вимоги до безпеки та захисту працівників, а також аналіз стихійних сил природи.

Робота відповідає вимогам до кваліфікаційної роботи магістра, містить логічно структуровані розділи та забезпечує всебічний аналіз обраної теми. У ній представлено детальне дослідження функціонального призначення, технологічних процесів і науково-дослідних аспектів, що стосуються ступичного вузла автомобіля. Зокрема, розглянуто еволюцію конструкцій, виконано розрахунки навантажень і довговічності, а також проведено аналіз перепроєктованих рішень.

Проте, для підвищення наукової та практичної цінності роботи, рекомендується:

Розширити розрахункові секції, включивши додаткові сценарії експлуатації, наприклад, вплив температурних змін, вібрацій та циклічних навантажень.

Збільшити кількість графічного матеріалу, такого як схеми, креслення, діаграми навантажень і візуалізації розрахунків методом скінченних елементів.

Детальніше описати обрані технічні рішення, обґрунтувавши вибір матеріалів, геометрії компонентів і методів оптимізації конструкції.

Провести аналіз альтернативних варіантів конструкції, підкріпивши його порівняльними таблицями.

Надати більш глибоке обґрунтування використаних методологій, особливо в розділі науково-дослідних робіт, з акцентом на практичне впровадження отриманих результатів.

Загалом робота є високоякісним дослідженням, яке може слугувати основою для подальшої наукової чи інженерної діяльності. Зазначені рекомендації сприятимуть її вдосконаленню та підвищенню практичної значущості.

## 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. [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).
3. 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>.
4. 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>.
5. 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.
6. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 276 с.
7. 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., Rogatynskiy R.,

Solomka O., Lysenko S. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Technology Center. Ukraine. Том 1. Випуск 3(127), 2024. с. 37-46.

8. Rogatynskyi, R., Lyashuk, O., Hevko I., 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>

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. 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).

13. 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.

14. 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. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)\_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.

15. 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.

16. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. - Кременчук: КНУ, 2011. - 194 с.

17. 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.

18. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.

19. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України).

20. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.

21. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.

22. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.

23. Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 с.

24. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.