

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення технологічного процесу діагностування КПП  
електромобіля Chevrolet Bolt

Виконав: студент 4 курсу, групи МАс-41  
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Володимир БІГУС  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Іван ГЕВКО  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Марія СПРАВСЬКА  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Зав. кафедри Олег ЦЬОНЬ  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент  
(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2024

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

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

Кафедра Кафедра автомобілів  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«29» січня 2024 р.

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Бігусу Володимиру Петровичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення технологічного процесу діагностування КПП  
електромобіля Chevrolet Bolt

Керівник роботи Гевко І.Б., д.т.н., професор.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 29 » січня 2024 року № 4/7-74

2. Термін подання студентом завершеної роботи 24 червня 2024

3. Вихідні дані до роботи Базовий технологічний процес діагностування КПП  
електромобіля Chevrolet Bolt

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

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

Характеристики синхронних двигунів з постійними магнітами – 1А1;

Аналіз конструкцій КПП – 2А1;

Конфігурація коробки передач – А1;

Проектний розрахунок кпп – А1;

Контрольні показники валів кпп – А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.	к.т.н. доц. Сенчишин В.С.		

7. Дата видачі завдання 29.січня 2024р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	15.02.2024	
2	Технологічний розділ	14.03.2024	
3	Конструкторський розділ	18.04.2024	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	08.05.2024	
5	Оформлення графічної частини	22.05.2024	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	28.06.2024	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Володимир БІГУС

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Іван ГЕВКО

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Розроблення технологічного процесу діагностування КПП електромобіля Chevrolet Volt».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра д.т.н., професор Гевко І.Б.

Пояснювальна записка складається з чотирьох розділів і 53 сторінок формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини.

Ключові слова: надійтість, технологічний процес, комп'ютерна діагностика, показники, передаточне число.

## ЗМІСТ

<b>Вступ</b> .....	6
<b>1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ</b> .....	7
1.1 Характеристики автомобіля.....	7
1.2 Конфігурація силової установки.....	8
1.3 Розміщення коробки передач.....	10
1.4 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра....	12
<b>2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ</b> .....	13
2.1 Встановлення попередніх передатних чисел.....	13
2.2 Розробка технологічного процесу діагностування КПП.....	15
2.3 Конфігурація коробки передач.....	18
2.3.1 Конфігурація зубчастих передач.....	20
<b>3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ</b> .....	30
3.1 Розрахунок валів КПП.....	30
3.2 Конфігурація валів.....	31
3.3 Контроль міцності валів КПП.....	40
<b>4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ</b> .....	45
4.1 Обов'язкові роботи профілактичного обслуговування та ремонт.....	45
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b> .....	50
<b>БІБЛІОГРАФІЯ</b> .....	51
<b>ДОДАТКИ</b>	

## ВСТУП

Одним із передових представників цього напрямку є електромобіль Chevrolet Bolt, який здобув визнання завдяки своїй ефективності та інноваційним технологіям. Основною складовою надійності будь-якого автомобіля є його трансмісія, і в контексті електромобілів, важливість її безперебійної роботи множитья. З цієї причини, розроблення технологічного процесу діагностування коробки передач Chevrolet Bolt стає актуальним завданням.

Ця робота спрямована на створення технологічного процесу, який би дозволив систематично виявляти та усувати потенційні несправності у коробці передач, з метою забезпечення безпечної та ефективної експлуатації автомобіля. Важливість цього дослідження полягає у зменшенні часу та витрат на сервісне обслуговування, а також підвищенні загальної надійності транспортного засобу.

Процес розробки включатиме аналіз існуючих методик діагностики, адаптацію передових діагностичних інструментів та розробку спеціалізованого програмного забезпечення. Дослідження зосередиться на ідентифікації типових та потенційних несправностей коробки передач, розробці діагностичних алгоритмів та їхньому тестуванні. Результати цієї роботи зможуть внести значний вклад у галузь обслуговування та ремонту електромобілів, зокрема Chevrolet Bolt, сприяючи подальшому розвитку електромобільної індустрії.

# 1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Характеристики автомобіля

Для цієї процедури вибрано модель Chevrolet Bolt EV (Opel Ampera-e), випущену у 2018 році. Цей автомобіль обладнаний приводом на передні колеса, при цьому його двигун розташований уздовж осі. В оригінальну конфігурацію, яка включала електромотор Chevrolet, батарею та трансмісію, були внесені зміни, замінивши їх на комплектуючі, що розглядаються у подальших розділах для аналізу ефективності та споживання енергії. Додаткові технічні деталі викладені в Таблиці 1.1 нижче.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики Chevrolet Bolt EV.

Споряджена маса, кг	1616
Коефіцієнт опору повітря	0.3
Площа фронтальної проекції, м <sup>2</sup>	2.22
Коефіцієнт опору кочення шин	0.01
Динамічний діаметр шини, 225/50R16	0.632
Коефіцієнт тертя шини	1.1

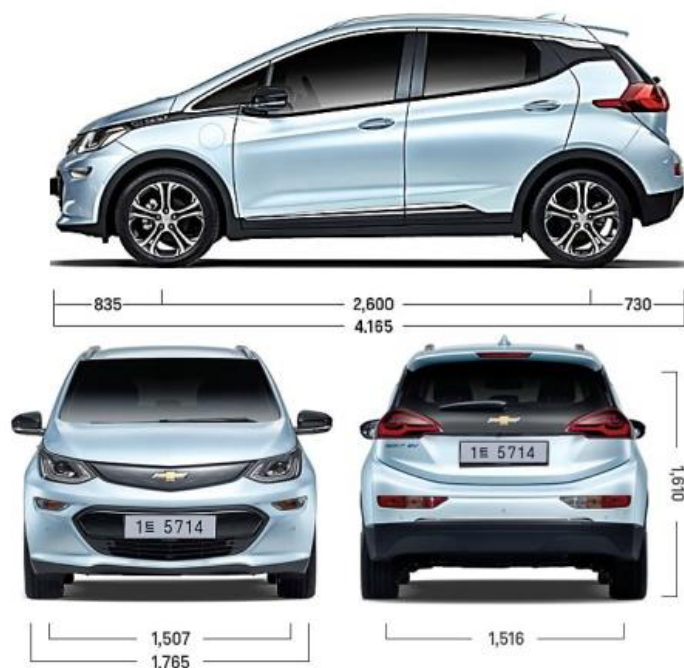


Рис. 1.1. Автомобіль Chevrolet Bolt EV.

## 1.2 Конфігурація силової установки

Вибрано конструкцію, де електродвигун та трансмісія розміщені поперек на передній частині, що демонструється на рисунку 1.2. Механізм з подвійним зчепленням застосовується тільки у машинах з багатошвидкісною коробкою передач. Приводом обладнана передня вісь авто (FWD).

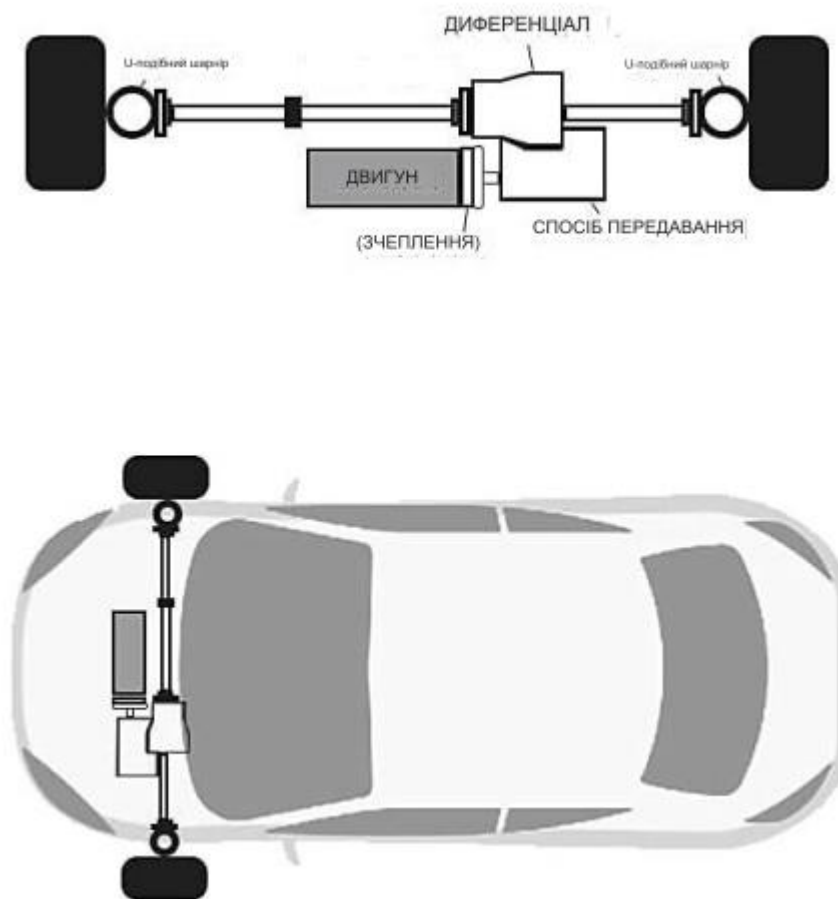


Рис. 1.2. Конфігурація двигунної установки.

Електродвигун з'єднується з первинним валом трансмісії за допомогою зчеплення. Шестерня диференціалу встановлена на вихідному валу трансмісії. Трансмісія та диференціал розташовані у спільному корпусі як один блок. Це дозволяє використовувати як одношвидкісні, так і багатошвидкісні коробки передач. Обрана конфігурація забезпечує компактне розміщення всієї двигунної установки. Таким чином зменшується кількість необхідних компонентів, таких як вали і зчеплення, що призводить до зниження ваги та витрат.

Для приводу транспортного засобу використовується трифазний синхронний двигун зі сталими магнітами, який користується популярністю



серед автовиробників. З метою адаптації до різних видів трансмісій, кожен тип коробки передач доповнюється підходящим електродвигуном. Характеристики кожного двигуна були підібрані таким чином, щоб відповідати встановленим вимогам до ефективності авто, визначеним замовником, враховуючи розрахунки. Щоб мінімізувати відхилення, які можуть виникнути внаслідок теоретичних обчислень опору руху, у подальших симуляціях використані двигуни з незначно вищою віддачею.

Використання в автомобілі багатоступінчатої коробки передач дозволяє застосовувати менш потужний тяговий двигун у порівнянні з одноступінчатою трансмісією для забезпечення необхідної продуктивності. Такий менш потужний двигун має компактніші розміри та меншу вагу, що є значною перевагою в автомобільній галузі. В Таблиці 1.2. наведено основні параметри ефективності трьох двигунів. Характеристики роботи двигуна для пікової та тривалої віддачі потужності 120 кВт представлені на рисунку 1.3.

Таблиця 1.2. Характеристики синхронних двигунів з постійними магнітами.

	Коробка передач з фіксованою передачею	Двоступінчаста коробка передач	Триступінчаста коробка передач
Максимальна пікова потужність, кВт	130	120	115
Максимальна постійна потужність, кВт	63	58	56
Максимальний піковий момент, Нм.	272	252	241
Максимальний постійний момент, Нм.	113	105	100
Тривалість максимального пікового виходу, с	30	30	30
Максимальні оберти, хв <sup>-1</sup>	12000	12000	12000
ККД	80-95%	80-95%	80-95%
Вага, кг	57.5	47.5	42.5
Максимальна напруга живлення [ВПС]	720	720	720

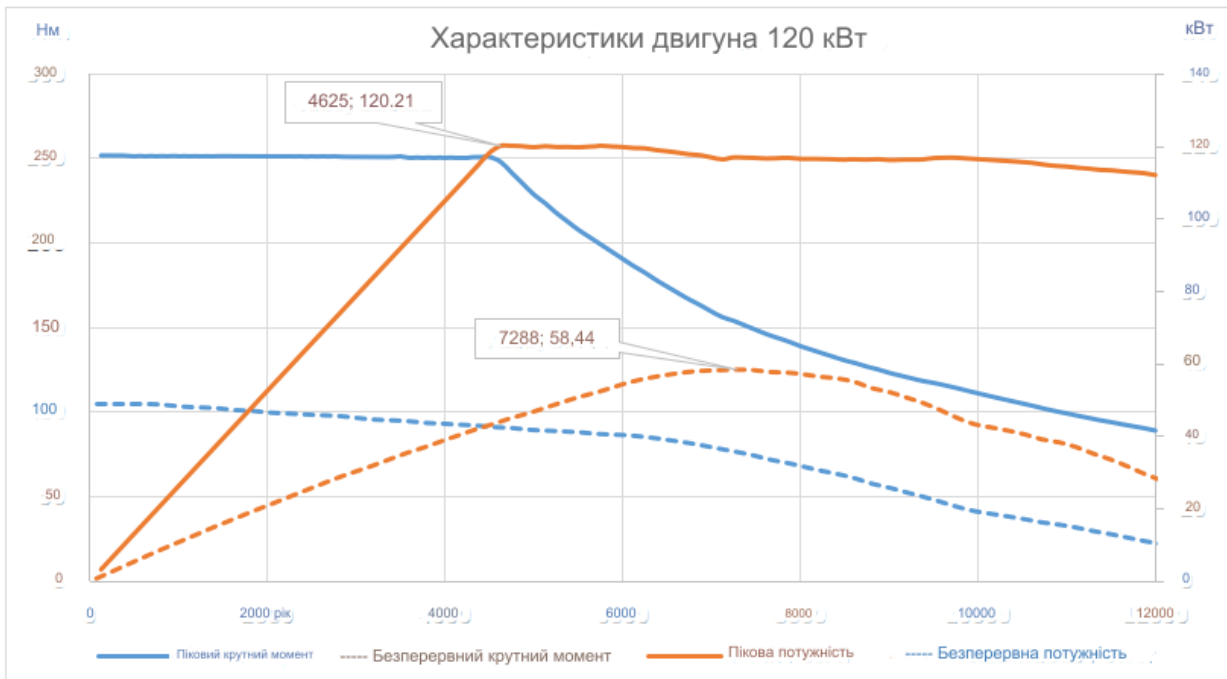


Рис. 1.3. Характеристики продуктивності двигуна.

### 1.3 Розміщення коробки передач

За цією вимогою, для аналізу використані три види коробок передач. Перша – це трансмісія з незмінною передачею та паралельно розташованим валом (рис. 1.4), зі сталою відносністю передач і кінцевим приводом.

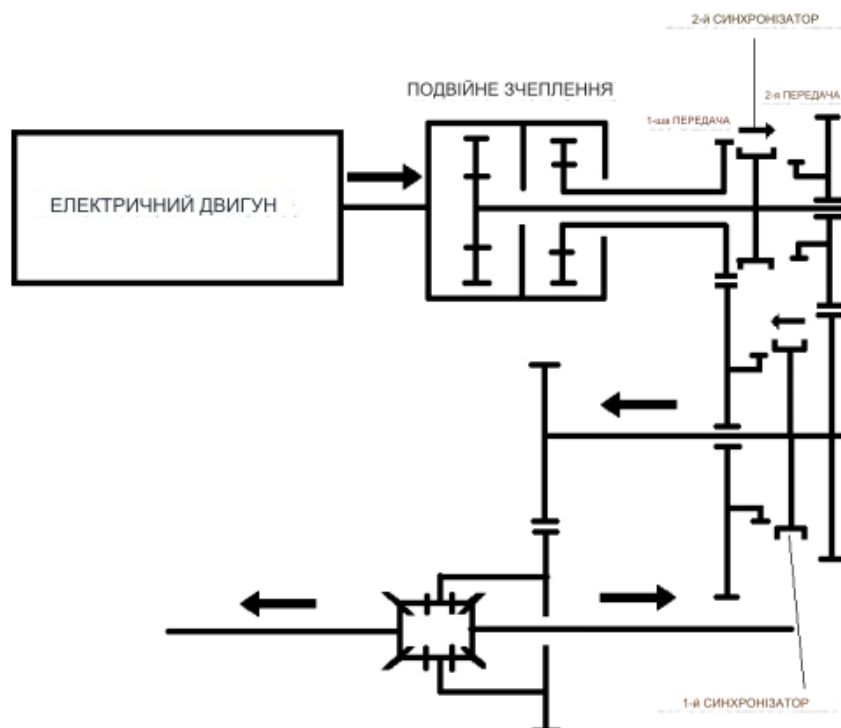


Рис. 1.4. Двоступінчаста коробка передач з подвійним зчепленням.

Наступна модель – це двоступінчата коробка з подвійним зчепленням та двома синхронізаторами (рис. 1.5), що забезпечує зміну передач без перервання передачі потужності. При старті з місця активується перша передача. Датчик вимірює оберти двигуна, і коли двигун досягає визначених обертів, за допомогою механізму зчеплення та синхронізатора включається друга передача. Остання – триступінчаста коробка з подвійним зчепленням і трьома синхронізаторами (рис. 1.6), яка функціонує за аналогічним принципом як і попередня модель.

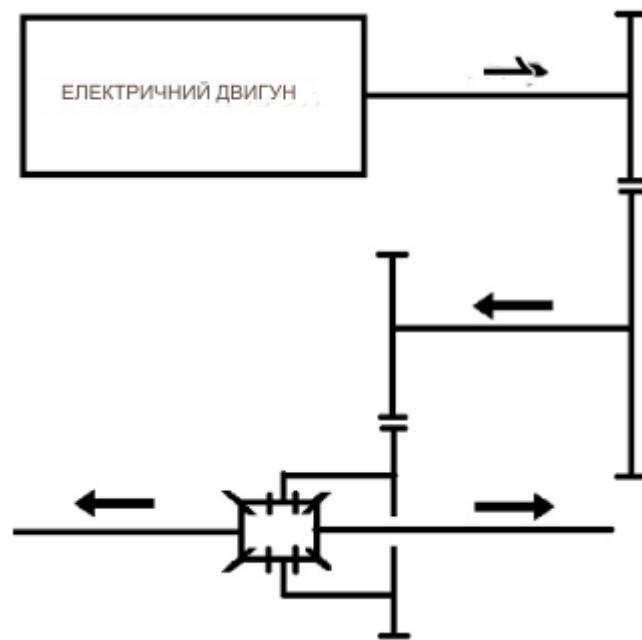


Рис. 1.5. Коробка передач з фіксованою передачею та паралельним валом.

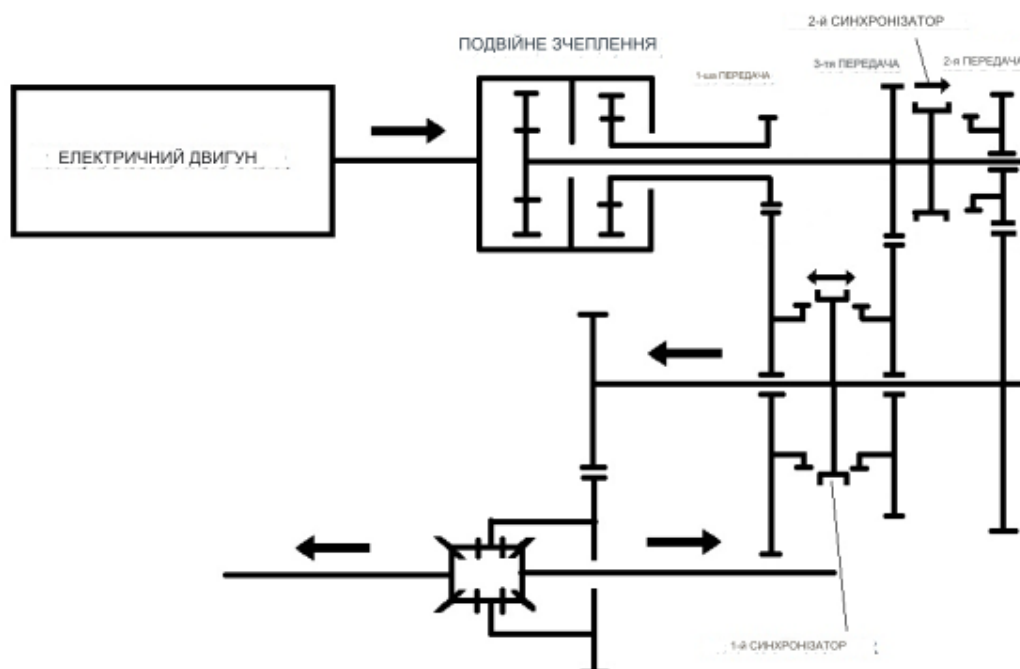


Рис. 1.6. Триступінчаста коробка передач з подвійним зчепленням.

#### 1.4 Постановка завдання на виконання кваліфікаційної роботи бакалавра

Проаналізувати і визначте оптимальні передатні числа для коробки передач, що буде розроблятися. Розробити технологічний процес діагностування КПП. Сформулювати послідовність та методики діагностування стану коробки передач, включаючи виявлення типових несправностей. Розробити конфігурацію зубчастих передач, включаючи їх розміщення та тип матеріалу.

Розрахувати параметри валів, що включає їх діаметр, довжину, матеріал та інші критичні характеристики. Описати конструктивні особливості валів, з урахуванням вимог до міцності та надійності. Провести аналіз міцності валів на основі розрахунків та експериментальних даних.

Розробити план профілактичних робіт та ремонту для забезпечення безпеки при експлуатації коробки передач.

## 2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1 Встановлення попередніх передатних чисел

В особистих авто трансформація вихідної сили між рушійними колесами та мотором здійснюється через взаємодію компонентів трансмісійної системи. Загальне передатне число  $i_t$  - це відношення швидкості на виході до швидкості на вході в систему, яке обчислюється через передатне число коробки передач  $i_G$  та передатне число кінцевої передачі  $i_F$ . Такі чинники мають бути сплановані з метою дозволити автомобілю:

Досягати заданої максимальної швидкості

Функціонувати у оптимальному діапазоні обертів мотора

Розганятися за необхідний час.

У контексті симуляцій, не потрібно ділити передатне число на кінцеву передачу та коробку передач, тому буде сконструйовано лише загальне передатне число для кожної з трьох систем.

Для визначення передатного числа одношвидкісної коробки передач з фіксованою шестірнею, головною обмежувальною умовою є максимальні оберти електродвигуна (12000 об/хв). Щоб забезпечити вимоги як до прискорення, так і до максимальної швидкості, повинно використовуватись найбільше передатне число, яке дозволяє досягти швидкості 160 км/год (44.4 м/с). У даному випадку.

$$n_w = \frac{v}{\pi \cdot d_{\text{tyre}}} \cdot 60 = \frac{44.44}{\pi \cdot 0.632} \cdot 60 = 1342 \text{ min}^{-1}$$

$$i'_{t1} = \frac{n_{E\text{max}}}{n_w} = \frac{12000}{1342} = 8.94$$

де  $n_w$  – оберти колеса при 160 км/год, об/хв.;

$d_{\text{tyre}}$  – динамічний діаметр шини, м;

$i'_{t1}$  – загальне попереднє передатне відношення одношвидкісної трансмісії;

$n_{E\text{max}}$  – максимальні оберти двигуна, об/хв.;

Для решти багатоступінчастих трансмісій потрібно використовувати окремий підхід, в якому перша передача відповідає за прискорення

транспортного засобу, а наступні передачі слід розробляти так, щоб електродвигун функціонував у оптимальному діапазоні оборотів. Також необхідно встановити сталі оберти для зміни передач вгору та вниз для кожної передачі.

Багатоступінчаті коробки з подвійним зчепленням використовуються разом з двигунами меншої потужності. Тому передатне число першої передачі повинно бути більшим за 8.94, щоб відповідати вимогам до прискорення. Передатні числа для другої/третьої передачі запропоновані таким чином, щоб двигун міг ефективно працювати на максимальних оборотах під час руху на шосе зі швидкістю 130 км/год. Зміна на вищу передачу відбувається, коли оберти двигуна підвищуються, внаслідок чого ефективність знижується. Пониження передачі відбувається, коли оберти двигуна опускаються нижче від критичного рівня, де ефективність стає незадовільною.

Розробка попередніх передатних чисел для обох багатоступінчастих трансмісій передбачає використання ітераційного процесу в програмі для симуляції, щоб домогтися відповідних значень, які відповідають умовам, зазначеним у вступі до цього розділу. Результати для кожної коробки передач представлено в таблиці 2.1 нижче.

Таблиця 2.1. Передатні числа та критичні оберти двигуна для зміни передач.

	Коробка передач з фіксованою передачею	Двоступінчаста коробка передач	Триступінчаста коробка передач
Загальне передатне число для першої передачі $i'_{t1}$	8.94	12.02	14.51
Оберти для перемикання на другу передачу, об/хв	-	7750 (77 км/год)	6500 (53 км/год)
Загальне передатне число для другої передачі $i'_{t2}$	-	5.8	8.1
Оберти для перемикання на першу	-	3000	3700

передачу, об/хв			
Оберти для перемикавання на третю передачу, об/хв	-	-	6800 (101 км/год)
Загальне передатне число для третьої передачі $i'_{13}$	-	-	5.49
Оберти для перемикавання на другу передачу, об/хв	-	-	4300

## 2.2 Розробка технологічного процесу діагностування КПП

Процес діагностики коробки перемикавання передач електромобіля Chevrolet Bolt може включати наступні кроки:

1. Підготовка. Збір інформації. Ознайомлення з технічною документацією на Chevrolet Bolt, зокрема, з інструкцією користувача та сервісним мануалом.

Перед початком будь-яких діагностичних робіт необхідно детально вивчити технічну документацію на Chevrolet Bolt.

Ознайомлення з основними функціями автомобіля, системою коробки передач та рекомендаціями виробника щодо експлуатації та обслуговування.

Вивчення специфічних процедур ремонту та обслуговування коробки передач, зокрема методик діагностики специфічних несправностей коробки передач для Chevrolet Bolt, рекомендованих виробником. Це також включає розгляд схем, таблиць вирішення проблем, та вказівок по використанню спеціалізованого обладнання.

2. Візуальний огляд. Перевірка зовнішніх ознак пошкоджень. Позиціонування та доступ: Забезпечте безпечний доступ до коробки передач. Це може вимагати підняття автомобіля на підйомнику або використання ями, що дозволить легко переглядати нижню частину коробки передач.

Виявлення будь-яких ознак витоків трансмісійної рідини, які можуть вказувати на несправні ущільнення, тріщини в корпусі або нещільно закріплені болти.

Особливу увагу зверніть на місця, де рідина може накопичуватися, такі як з'єднувальні фланці або піддон коробки передач.

Ретельно перевірте корпус коробки передач на наявність тріщин або сколів, особливо у місцях, де коробка зазнає найбільшого навантаження.

Оцініть видимий стан зовнішніх компонентів, таких як монтажні фланці, болти та інші кріплення.

Зверніть увагу на ознаки оксидації чи корозії на металевих поверхнях, що може свідчити про недостатній захист або тривалу експлуатацію в агресивному середовищі.

Переконайтеся, що ізоляція на кабелях ціла, без тріщин або пошкоджень, які можуть призвести до короткого замикання або втрати з'єднання.

Перевірте, що всі конектори міцно і безпечно приєднані, без ознак окислення на контактах.

Забезпечте, що кронштейни та кріплення, які утримують кабелі, надійні та не допускають надмірного руху кабелів, що може викликати їх знос.

3. Перш за все, необхідно знайти порт OBD-II у вашому Chevrolet Volt. Зазвичай він розташований під кермовою колонкою, біля педалей або в центральній консолі. Інформація про точне розташування порту зазначена в інструкції користувача.

Перевірка стану порту OBD-II: Перед підключенням сканера переконайтеся, що порт не має механічних пошкоджень і що контакти чисті і не окислені.

Вийміть сканер OBD-II з упаковки та перевірте, чи він заряджений і готовий до роботи. Переконайтеся, що останнє програмне забезпечення та бази даних кодів помилок оновлені.

Акуратно вставте роз'єм сканера у порт OBD-II. Зазвичай роз'єм має універсальну форму, що запобігає його неправильному підключенню.

Увімкніть сканер і дочекайтеся, коли він автоматично встановить зв'язок з комп'ютером автомобіля. Деякі сканери вимагають введення марки та моделі автомобіля, а також року випуску.

З допомогою меню сканера виберіть опцію зчитування кодів помилок. Це може включати зчитування як активних, так і збережених кодів помилок.

Після зчитування кодів помилок сканер покаже їх на своєму екрані. Зверніть увагу на коди, які вказують на проблеми з коробкою передач. Це



можуть бути коди, що починаються з P07xx, де "xx" вказує на конкретну проблему в системі коробки передач.

Використовуйте вбудовану базу даних сканера або зовнішні ресурси для інтерпретації кодів помилок, щоб зрозуміти потенційні причини та методи усунення виявлених проблем.

Збережіть зчитані коди помилок у пам'яті сканера або запишіть їх для подальшої діагностики та ремонту.

Після завершення діагностики безпечно від'єднайте сканер від порту OBD-II.

4. Спочатку потрібно налаштувати стенд, який дозволить симулювати різні умови експлуатації коробки передач. Це може включати в себе монтаж коробки передач на спеціалізованому обладнанні, яке імітує навантаження на трансмісію, як у реальних дорожніх умовах.

Коробка передач повинна бути підключена до системи діагностики, яка зможе вимірювати та записувати різні параметри роботи, такі як швидкість обертання, температура, тиск у системі, а також час і точність перемикавання передач.

Стенд має змогу імітувати різні умови їзди, включаючи прискорення, гальмування та рух на постійній швидкості при різних навантаженнях.

Тестування різних режимів роботи коробки передач, включаючи автоматичний і ручний режими перемикавання, а також відтворення сценаріїв, які викликають максимальне навантаження на трансмісію.

За допомогою діагностичного обладнання здійснюється зчитування і аналіз даних в реальному часі для оцінки, як коробка передач реагує на задані умови. Важливо звернути увагу на будь-які затримки, шум або інші нерегулярності під час перемикавання передач.

Виявлення і аналіз помилок або відхилень в роботі коробки передач, які можуть вказувати на потенційні несправності або необхідність додаткового налаштування або ремонту.

Після завершення симуляції проводиться детальний аналіз зібраних даних. Це дозволяє оцінити загальну ефективність коробки передач та ідентифікувати області, що потребують уваги.

На основі результатів тестування вирішується, чи потрібно коробці передач додаткове налаштування, ремонт або заміна компонентів.

5. Аналіз даних. Аналіз кодів помилок і тестових даних. Вивчення отриманих кодів помилок і даних, отриманих під час тестування, для ідентифікації потенційних проблем.

6. Фізична перевірка коробки передач. Демонтаж для детального огляду. За необхідності, демонтаж коробки передач для детального внутрішнього огляду компонентів на предмет зносу або пошкоджень.

7. Ремонт або заміна компонентів. Виправлення виявлених проблем. Заміна або ремонт пошкоджених компонентів згідно з виявленими під час діагностики проблемами.

8. Перевірка після ремонту. Фінальне тестування. Проведення фінальних тестів для переконання в тому, що всі проблеми були вирішені і коробка передач працює належним чином.

9. Звітність. Документування процесу. Запис усіх виконаних робіт, заміненних частин, та результатів тестувань для подальшого використання або передачі клієнту.

Цей процес дає змогу всебічно оцінити стан коробки передач Chevrolet Volt, виявити потенційні проблеми та вчасно їх усунути, забезпечуючи надійність та продуктивність автомобіля.

### **2.3 Конфігурація коробки передач**

Враховуючи результати, огляду, оснащена двоступінчастою коробкою передач з подвійним зчепленням, яка буде приводити передню вісь. Конфігурація коробки передач показана на рисунку 2.1.

При розробці передатних чисел для трансмісії слід врахувати існуючі попередні передатні числа силового агрегату для обох перших передач, та правильно розподілити ці відносини між коефіцієнтом передачі коробки  $i_g$  та коефіцієнтом передачі кінцевого приводу  $i_f$ , відповідно до формули, що наведена нижче.

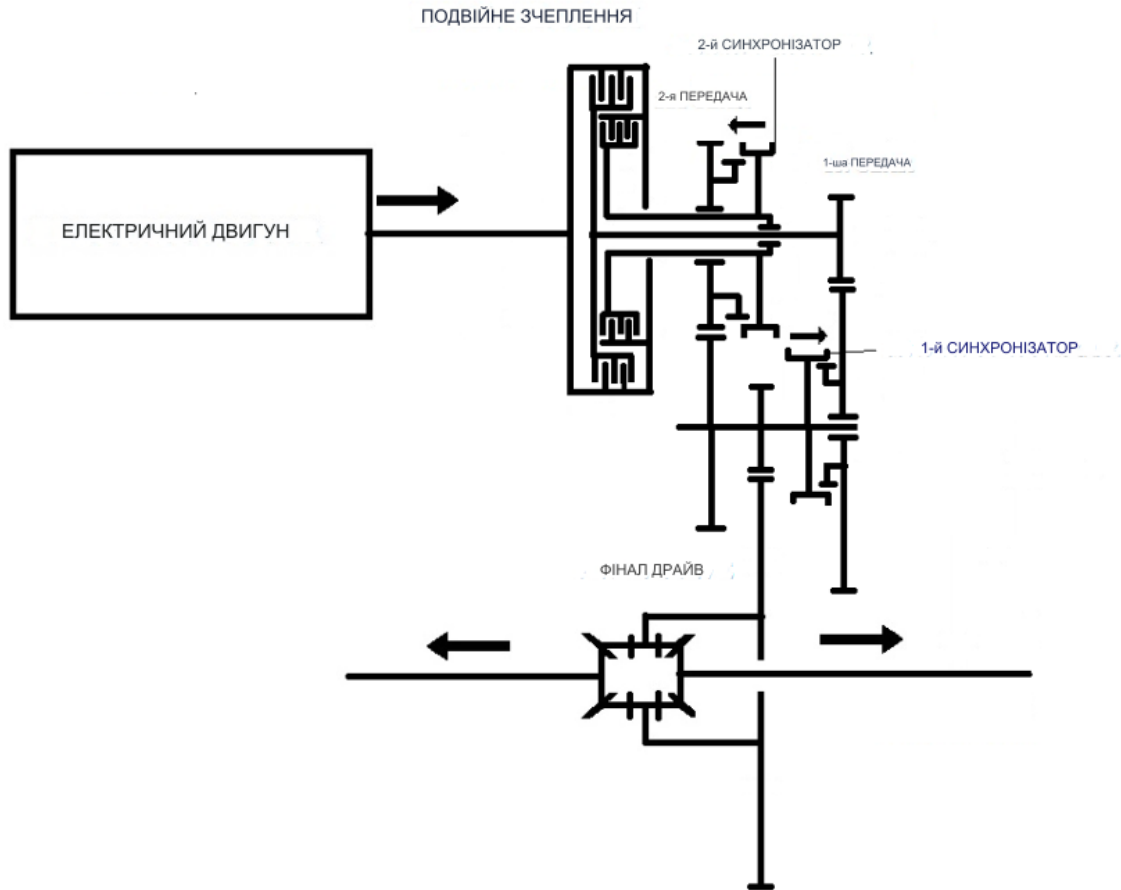


Рис. 2.1. Двоступінчаста коробка передач з подвійним зчепленням.

$$i_t = i_g \cdot i_f \quad (2.1)$$

Автомобіль оснащений кінцевим приводом, який забезпечує передатне відношення  $i_f = 4.117$ . Фактичне передатне відношення коробки передач, а також кількість зубів, вказана в таблиці 2.2, для шестерні ( $z_1$ ) і колеса ( $z_2$ ) може бути розрахована використовуючи рівняння 2.1 та 2.2.

$$i_g = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.2)$$

Таблиця 2.2. Передатне відношення та кількість зубів кожної пари шестерень.

	1-а передача		2-а передача		Кінцевий привід	
	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо
Кількість зубів $z$	$z_1 = 22$	$z_2 = 64$	$z_3 = 32$	$z_4 = 45$	$z_{f1} = 17$	$z_{f2} = 70$
Фактичне передатне відношення $i$	$i_{g1} = 2.909$		$i_{g2} = 1.406$		$i_f = 4.117$	
Загальне передатне відношення $i_t$	$i_{t1} = 11.979$		$i_{t2} = 5.79$		-	

### 2.3.1 Конфігурація зубчастих передач

Трансмсія обладнана двома наборами косозубих передач, які утворюють дві швидкості. На контрвалу встановлено пінйон кінцевої передачі, який з'єднаний з ведучим колесом у диференціалі. Одним з ключових моментів під час проектування було забезпечення однакової осьової відстані для обох передач.

Проектування зубчастих передач засноване на вступних параметрах, які наведені у таблиці 2.3. На першому етапі ітераційного процесу було визначено модуль і кут нахилу спіралі для обох пар зубчастих коліс, щоб забезпечити однакову осьову відстань для кожної пари. Далі було розроблено розміри лицьових частин шестерень з урахуванням факторів безпеки та загального коефіцієнта контакту.

Таблиця 2.3. Вхідні параметри шестерень.

	1-а передача		2-а передача		Кінцевий привід	
	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо
Нормальний модуль $m_n$ , мм	1.6		1.8		2.5	
Кут нахилу $\beta$	30		30		30	
Ширина зубчастого вінця $b$ , мм	24.5	23.1	26.5	25.4	37	35.3
Нормальний кут тиску $\alpha_n$	20		20		20	
Зазор на головці зуба $s_a$	0.25		0.25		0.25	
Відносна висота головки зуба $h_a^*$	1		1		1	

Ініціальна осьова відстань  $a$  визначається використанням формули (2.3). Округлюючи отримане значення, ми встановлюємо реальну осьову відстань  $a_w$  між кожним вхідним валом та вихідним валом коробки передач (контрвалом).

$$a = \frac{m_n}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot (z_1 + z_2) \quad (2.3)$$

Через відмінності між теоретичними та реальними осьовими відстанями впроваджується коефіцієнт зсуву профілю  $x$ . Цей коефіцієнт ділиться між пінйюном та зубчастим колесом для уникнення підрізання зубців. Визначення загального коефіцієнта зсуву профілю та його розподілу проводиться згідно з рівняннями (2.4) - (2.8). Результати представлені в таблиці 2.4.

$$\alpha_t = \arctg \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta} \quad (2.4)$$

$$\alpha_w = \arccos \left( \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right) \quad (2.5)$$

$$inv \alpha_t = tg \alpha_t - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180} \quad (2.6)$$

$$inv \alpha_w = tg \alpha_w - \alpha_w \cdot \frac{\pi}{180} \quad (2.7)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot tg(\alpha_n)} \cdot (inv \alpha_w - inv \alpha_t) \quad (2.8)$$

Таблиця 2.4. Осьові відстані та коефіцієнти зміщення профілю.

Параметр	1-а передача	2-а передача	Кінцевий привід
Попередня осьова відстань $a_w$ , мм	79.45	80.02	125.57
Фактична осьова відстань $a$ , мм	80	80	125
Трансмісійний кут тиску $\alpha_t$	22.8	22.8	22.8
Кут тиску на обкатці $\alpha_w$	23.7	22.7	22.2
Трансмісійний інволют $inv \alpha_t$	0.02241	0.02241	0.02241
Інволют на обкатці $inv \alpha_w$	0.0254	0.0223	0.02052
Загальний коефіцієнт зміщення профілю $x_1 + x_2$ мм	0.354	-0.011	-0.226
Коефіцієнт зміщення профілю шестерні $x_1$ , мм	0	0	0
Коефіцієнт зміщення профілю колеса $x_2$ , мм	0.354	-0.01	-0.226

Розміри косозубих шестерень визначаються обраними вхідними параметрами. Геометрія шестерень розраховується за допомогою формул (2.9) – (14), а результати наведено в таблиці 2.5.

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \quad (2.9)$$

$$d_f = d - 2 \cdot (h_a^* + c_a) \cdot m_n + 2 \cdot x_1 \cdot m_n \quad (2.10)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n + 2 \cdot x_1 \cdot m_n \quad (2.11)$$

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha_t) \quad (2.12)$$

$$p_{bt} = \frac{\pi \cdot m_n \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos \beta} \quad (2.13)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.14)$$

Таблиця 2.5. Розміри шестерень.

	1-а передача		2-а передача		Кінцевий привід	
	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо	Шест.	Колесо
Діаметр діляльного кола $d$ , мм	40.64	118.24	66.51	93.53	49.07	202.07
Діаметр основи зубців $d_f$ , мм	36.64	115.38	62.01	88.99	42.82	194.69
Діаметр головки зубців $d_a$ , мм	43.82	122.56	70.11	97.09	54.06	205.93
Діаметр основного кола $d_b$ , мм	37.47	109.01	61.31	86.23	45.24	186.29
Крок основи $p_{bt}$ , мм	5.35		6.02		8.36	
Поперечний модуль $m_t$ , мм	1.85		2.08		2.89	

Співвідношення контакту зубів є критичним параметром, що вказує на ефективність роботи пари шестерень. Він також істотно впливає на рівень шуму, який генерує трансмісія. Для коректної роботи пари шестерень, коефіцієнт поперечного контакту  $\epsilon_\alpha$  повинен перевищувати 1. Згідно з вимогами дослідження, встановлено, що мінімальний загальний коефіцієнт

контакту має складати  $\varepsilon_\gamma \geq 3.5$ . Коефіцієнти контакту для всіх трьох пар шестерень представлено в таблиці 2.6.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \cdot \sqrt{d_a^2 - d_b^2} + 0,5 \cdot \sqrt{d_a^2 - d_b^2} - a \cdot \sin(\alpha_w)}{p_{bt}} \quad (2.15)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} \quad (2.16)$$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (2.17)$$

Таблиця 2.6. Коефіцієнт контакту зубців.

	1-а передача	2-а передача	Кінцевий привід
Коефіцієнт поперечного контакту $\varepsilon_\alpha$	1.341	1.390	1.381
Коефіцієнт перекриття контакту $\varepsilon_\beta$	2.160	2.110	2.119
Загальний коефіцієнт контакту $\varepsilon_\gamma$	3.501	3.5	3.5

Розробка ідеального режиму роботи для транспортного засобу є вирішальним завданням для оцінювання тривалості експлуатації деталей. Проте це завдання ускладнюється різними способами використання автомобіля. На початковому етапі процесу було встановлено, що термін служби авто має становити 150 000 км. Основою для визначення режиму роботи стала програмна симуляція циклу WLTC, задумана для відтворення умов реального водіння. Даний цикл має довжину 23.221 км, тому автомобіль має здатність виконати приблизно 6459 таких циклів. Загальна пройдена відстань із кожною активованою передачею була визначена на основі даних про використання кожної передачі окремо. Відстань, пройдена на першій передачі, складає 76678.8 км, а на другій - 73321.2 км. Взаємодія крутного моменту з обертами протягом одного циклу WLTC для обох передач представлена на рисунку 2.2 та 2.3. Для повного циклу роботи необхідно три параметри – референтний крутний момент, референтні оберти та референтний час. Процес полягає у виборі двох з цих параметрів та розрахунку третього.

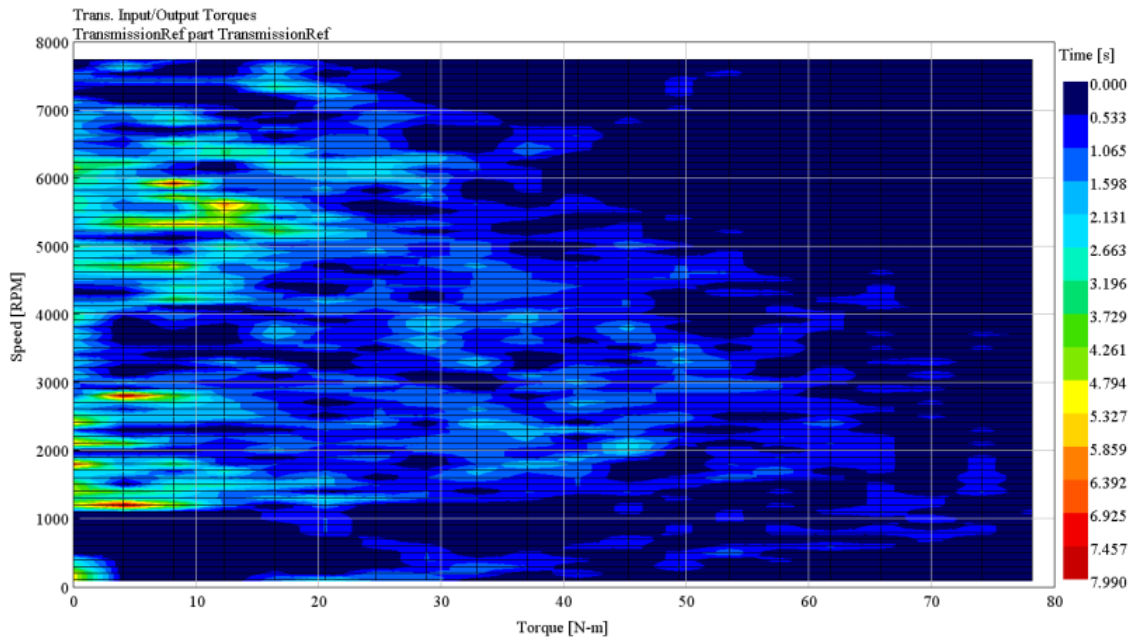


Рис. 2.2. Використання крутного моменту першої передачі пропорційно до обертів на хвилину під час одного циклу WLTC.

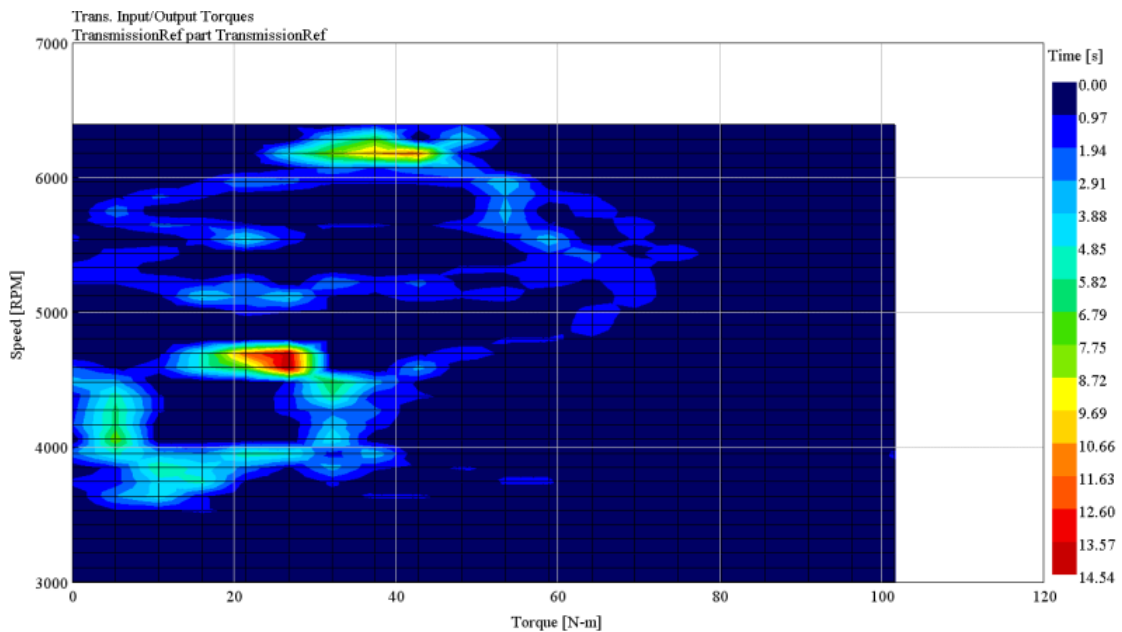


Рис. 2.3. Використання крутного моменту другої передачі пропорційно до обертів на хвилину під час одного циклу WLTC.

У нашому випадку були обрані референтний крутний момент та оберти, а референтний час було розраховано за допомогою рівняння (2.18), використовуючи дані (крутний момент проти обертів проти часу), отримані з WLTC.

$$t_{ref} = \left( \frac{T}{T_{ref}} \right)^w \cdot \left( \frac{N}{N_{ref}} \right) \cdot t \quad (2.18)$$

$T$  – Номінальний крутний момент, Нм;



$T_{ref}$  – Референтний крутний момент, Нм;

$t$  – Номінальний час, год;

$t_{ref}$  – Референтний час, год;

$N$  – Номінальні оберти, об/хв.;

$N_{ref}$  – Референтні оберти, об/хв.;

$w$  – Показник кривої еквівалентне навантаження для підшипників  $w = 3$ , для згину зубців шестерень  $w = 8.738$ , для поверхні зубців шестерень  $w = 6.611$ .

Оскільки існують три різні тривалості експлуатації, потрібно розробити три робочі цикли для кожного типу передачі.

Для моделювання найвищого крутного моменту вводиться додатковий, четвертий робочий цикл. Використання найбільшого крутного моменту двигуна при максимально можливих обертах, зазначеного в графіку ефективності двигуна, триває три години. Робочі цикли для кожного визначеного параметра викладені в таблицях з номерами 2.7. до 2.10.

Таблиця 2.7. Робочий цикл для підшипників.

	1-а передача	2-а передача
Референтні оберти, об/хв	4000	4000
Референтний крутний момент, Нм	100	100
Референтний час, год	59.01	66.83

Таблиця 2.8. Робочий цикл для згину зубців.

	1-а передача	2-а передача
Референтні оберти, об/хв	4000	4000
Референтний крутний момент, Нм	100	100
Референтний час, год	2.42	10.35

Таблиця 2.9. Робочий цикл для поверхні зубців.

	1-а передача	2-а передача
Референтні оберти, об/хв	4000	4000
Референтний крутний момент, Нм	100	100
Референтний час, год	6.63	15.49

Таблиця 2.10. Робочий цикл для максимального вхідного крутного моменту.

	1-а передача	2-а передача
Референтні оберти, об/хв	4600	4600
Референтний крутний момент, Нм	250	250
Референтний час, год	3	3

Крутні моменти та оберти індивідуальних валів розраховуються за параметрами робочого циклу. Враховуються два типи навантажень. Крутні моменти розраховуються за допомогою формул (2.19) – (2.20). Результати наведені в таблицях 2.11 та 2.12.

$$M_i = M_{input} \cdot i_g \cdot n_g \quad (2.19)$$

$$N_i = N_{input} \cdot i_g \quad (2.20)$$

Таблиця 2.11. Крутні моменти та оберти валів для першого робочого циклу

( $M_{input} = 100$  Нм,  $N_{input} = 4000$  об/хв).

	1-а передача		2-а передача	
	Крутний момент, Нм	Оберти, об/хв	Крутний момент, Нм	Оберти, об/хв
1-й вхідний вал	100 Нм	4000 об/хв	Не навантажений	Не навантажений
2-й вхідний вал	Не навантажений	Не навантажений	100 Нм	4000 об/хв
Вихідний вал	285.08 Нм	1375 об/хв	137.78 Нм	2844.44 об/хв
Вал кінцевого приводу	1150.48 Нм	333.93 об/хв	556.03 Нм	690.79 об/хв

Сили, що впливають на фланці зубів, представлені на рисунку 2.4. Розміри окремих сил було встановлено за допомогою обчислень на основі крутних моментів на різних валах. Розрахунки сил, що діють на зубці, проводилися використовуючи формули 2.21 – 2.23. Результати викладені в таблиці 2.13 і 2.14.

Таблиця 2.12. Крутні моменти та оберти валів для другого робочого циклу

(M<sub>input</sub> = 250 Нм, N<sub>input</sub> = 4600 об/хв).

	1-а передача		2-а передача	
	Крутний момент, Нм	Оберти, об/хв	Крутний момент, Нм	Оберти, об/хв
1-й вхідний вал	250 Нм	4600 об/хв	Не навантажений	Не навантажений
2-й вхідний вал	Не навантажений	Не навантажений	250 Нм	4600 об/хв
Вихідний вал	712.71 Нм	1581.25 об/хв	344.47 Нм	3271.11 об/хв
Вал кінцевого приводу	2876.24 Нм	384.08 об/хв	1390.16 Нм	794.41 об/хв

$$F_t = \frac{2 \cdot M_i}{d_i} \quad (2.21)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (2.22)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (2.23)$$

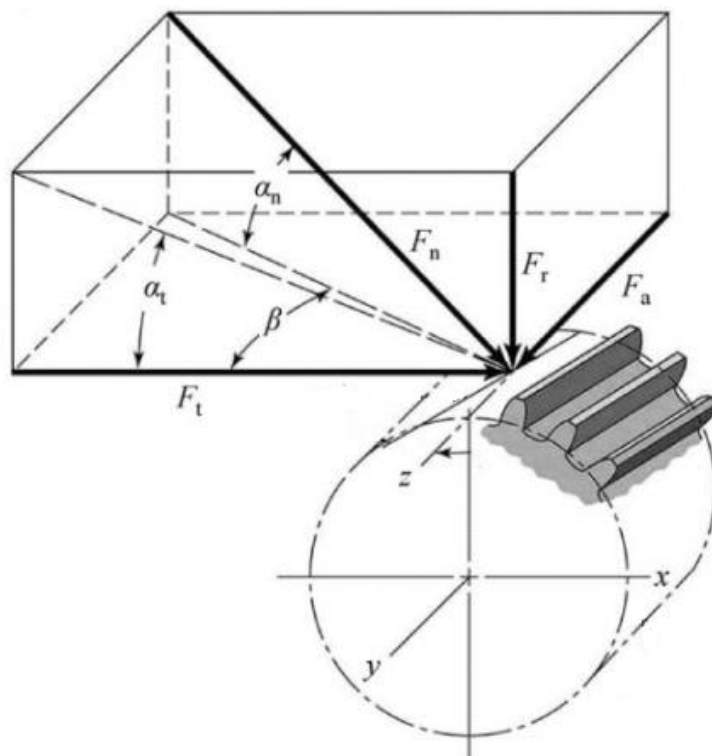


Рис. 2.4. Сили, що діють на бокову поверхню зубця.

Таблиця 2.13. Сили на зубах для першого робочого циклу ( $M_{\text{вхід}} = 100 \text{ Нм}$ ,  
 $N_{\text{вхід}} = 4000 \text{ об/хв}$ ).

	1 пара передач	2 пара передач	кінцева передача	
			1 швидкість	2 швидкість
Тангенціальна сила $F_t$	4887	3007	11619	5747
Осьова сила $F_a$	2821	1736	6708	3318
Радіальна сила $F_r$	2054	1263	4883	2415

Таблиця 2.14. Сили на зубах для другого робочого циклу ( $M_{\text{вхід}} = 250 \text{ Нм}$ ,  
 $N_{\text{вхід}} = 4600 \text{ об/хв}$ ).

	1 пара передач	2 пара передач	кінцева передача	
			1 швидкість	2 швидкість
Тангенціальна сила $F_t$	12301	7517	29547	14368
Осьова сила $F_a$	7102	4340	17058	8295
Радіальна сила $F_r$	5169	3159	12417	6038

Обчислення показника безпеки для контакту базується на середній тангенціальній силі, яка впливає на фланець зуба. Кінцевий показник надійності залежить від матеріальних характеристик шестерні і розраховується з використанням формул, що подані нижче. Навантаження на шестерню було визначено згідно з робочим циклом для поверхні зуба. Визначені значення наведено в таблиці 2.15.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{B.D} \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{(i+1) \cdot F_t}{i \cdot b_w \cdot d}} \quad (2.24)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sigma_H \sqrt{Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}} \quad (2.25)$$

Під час розрахунку коефіцієнта безпеки при згинанні ми маємо уявляти зуб як консольну балку, на яку діє статична окрема сила  $F$ , що прикладена до бічної поверхні зуба. Навантаження на шестерню базувалося на робочому циклі для згинання зубів. Досягнуті значення розраховані за допомогою рівнянь 2.26 – 2.27 і наведені в таблиці 2.16.

Таблиця 2.15. Контактний напруження та коефіцієнт безпеки для  
контактного напруження  $S_H$ .

	перша пара шестерень		друга пара шестерень		кінцева передача			
					1 швидкість		2 швидкість	
	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.
Межа витривалості контакту $\sigma_{Hlim}$ МПа	1500							
Контактний напруження $\sigma_H$ МПа	1283		982		1291		1041	
Коефіцієнт безпеки $S_H$	1.44	1.59	1.75	1.81	1.58	1.81	1.69	1.93

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (2.26)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta,relT} \cdot Y_X}{\sigma_F} \quad (2.27)$$

Таблиця 2.16. Напруження згину та коефіцієнт безпеки для напруження згину  
 $S_H$

	перша пара шестерень		друга пара шестерень		кінцева передача			
					1 швидкість		2 швидкість	
	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.	Шест.	Кол.
Межа витривалості при згинанні $\sigma_{Flim}$	460							
Напруження згину $\sigma_F$	384	370	220	242	295	302	192	197
Коефіцієнт безпеки $S_F$	2.74	3.41	4.07	3.87	4.03	4.78	4.83	5.65

## 3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 3.1 Розрахунок валів КПП

Початкове визначення габаритів трансмісійних валів ґрунтується на рівні застосованого обертового моменту та дозволеному напруженні моменту матеріалу згідно з рівнянням (3.1) (для валів без порожнин). Проте, другий вхідний вал повинен бути з порожниною (перший вхідний вал знаходиться усередині) через сполучення цих двох вхідних валів з двокомпонентним зчепленням. Діаметр порожнього валу був вибраний таким чином, що забезпечує належний простір для обертання першого вхідного валу та підтримку голчастого підшипника вказаного валу.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (3.1)$$

Розміри та довжини валів, які були запропоновані, зображені на діаграмах нижче.

У процесі розробки було критично важливо звернути увагу на діаметри внутрішніх кілець підшипників, що звичайно розмірюються з інтервалом у 5 мм. Проектування зібрання кінцевої передачі було виконане на основі кінцевої передачі.

Проектовані вали будуть піддані подальшій перевірці на статичну та динамічну міцність.

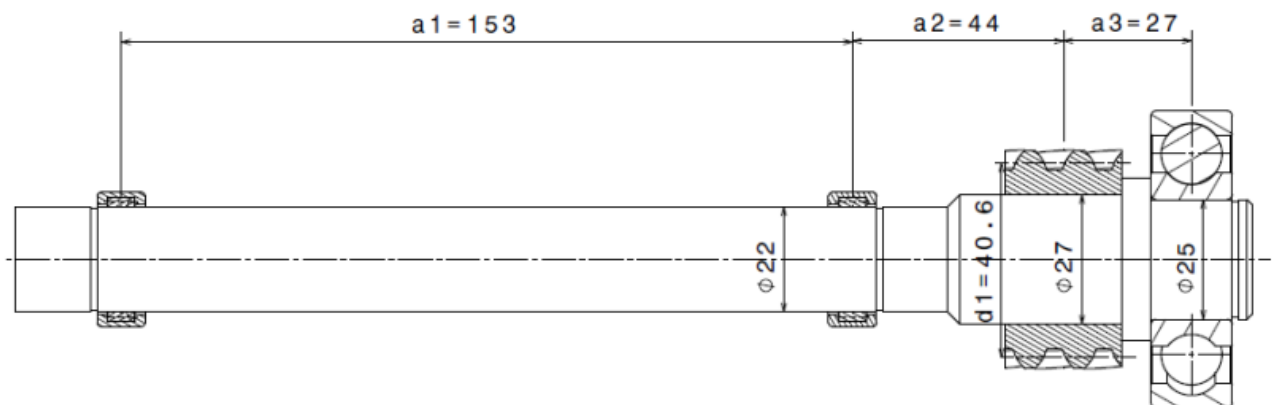


Рис. 3.1. Розміри першого вхідного валу.

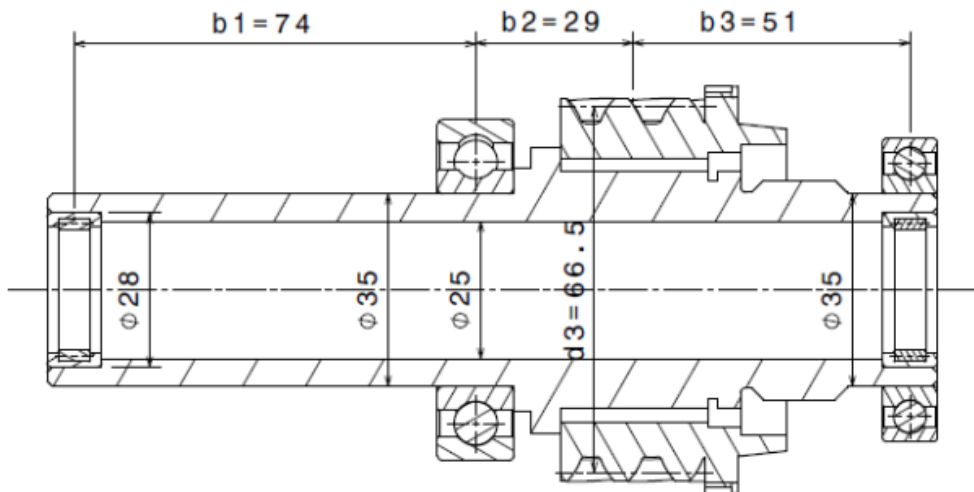


Рис. 3.2. Розміри другого вхідного валу.

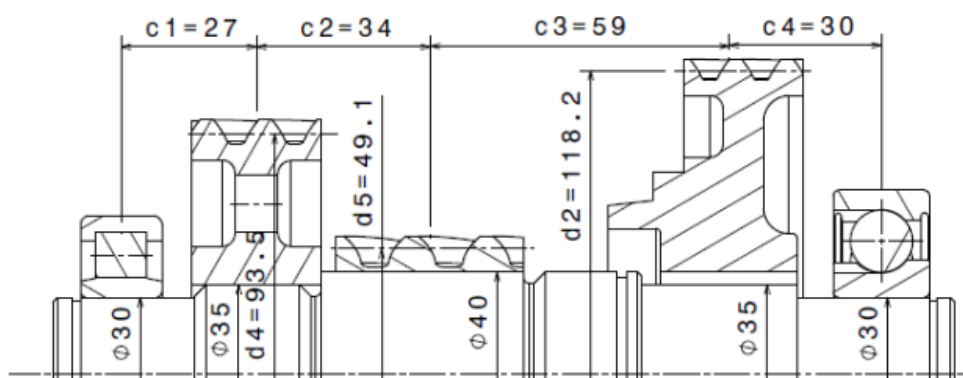


Рис. 3.3. Розміри вихідного валу (проміжного валу).

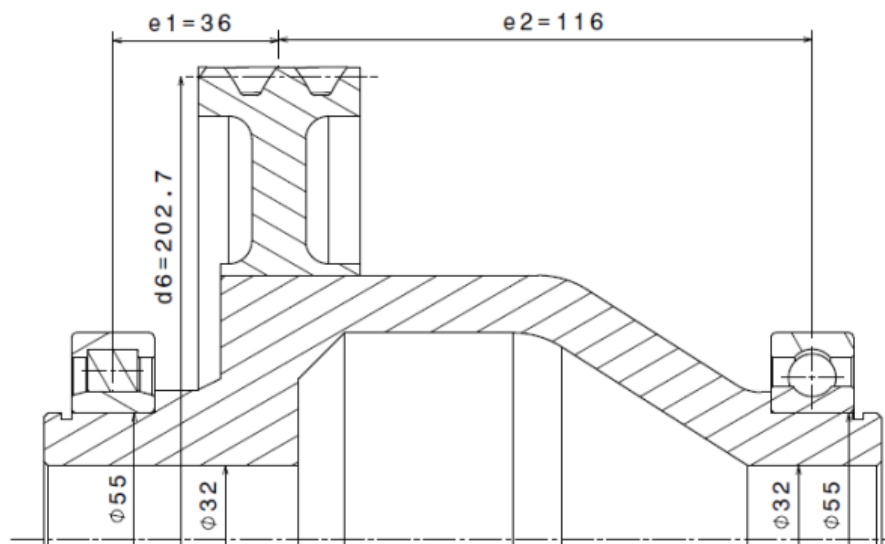


Рис. 3.4. Розміри збірки диференціалу.

### 3.2 Конфігурація валів

У контрасті з великогабаритними промисловими передачами, індивідуальні вали автомобільної трансмісії зазвичай не уміщуються в тій же

площині через менші габарити та оптимальне розподілення навантажень.

Профільний вигляд цієї конфігурації валів представлений на рисунку 3.5.

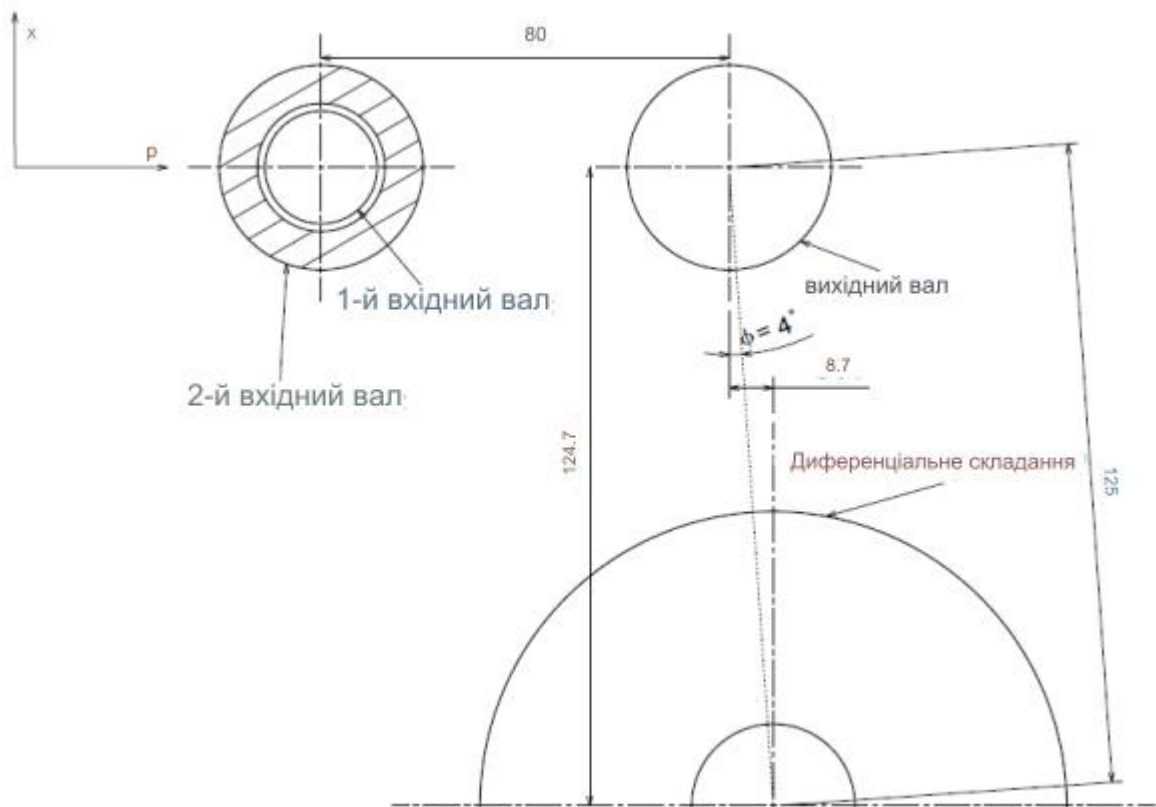


Рис. 3.5. Конфігурація валів.

Обчислення реакційних сил в підшипниках включає аналітичний аналіз статично визначеного прогону у двох перпендикулярних площинах. Виконання розрахунків здійснюється за допомогою програми SABR/Gear від Ricardo.

На перший вхідний вал впливає крутний момент  $M_i$  від електричного двигуна, момент згину через реакційні сили в підшипниках та сила  $F_1$  [ $F_{a12}$  (z-вісь),  $F_{r12}$  (y-вісь),  $F_{t12}$  (x-вісь)] у механізмі зачеплення, що ілюстровано на рисунку 3.6. Правий кульковий підшипник (RC) сприймає осьові сили. Вал зазнає двох видів навантажень згідно з двома режимами роботи – цикл для підшипників і цикл для максимального вхідного крутного моменту. Розміри сил обраховуються відповідно до зазначених формул, а результати викладено в таблицях 3.1 і 3.2.

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Cx} - F_{t12} + R_{Bx} + R_{Ax} = 0 \quad (3.2)$$

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Cz} = F_{a12} \quad (3.3)$$



$$\sum M_{Cy} = 0: R_{Ax} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + R_{Bx} \cdot (a_2 + a_3) + F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{t12} \cdot a_3 = 0 \quad (3.4)$$

$$\sum M_{By} = 0: R_{Ax} \cdot a_1 - R_{Cx} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{t12} \cdot (a_2 + a_3) = 0 \quad (3.5)$$

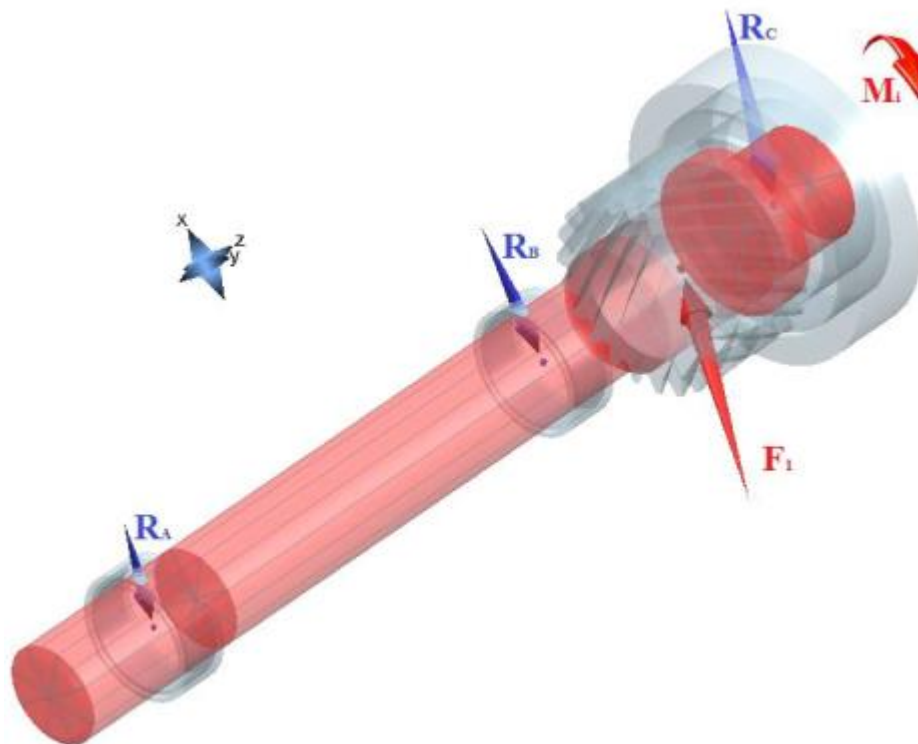


Рис. 3.6. Навантаження першого вхідного валу.

Таблиця 3.1. Реакційні сили в підшипниках першого вхідного валу згідно з робочим циклом для підшипників.

$R_{Ax}$ , Н	$R_{Ay}$ , Н	$R_{Az}$ , Н	$R_{Bx}$ , Н	$R_{By}$ , Н	$R_{Bz}$ , Н	$R_{Cx}$ , Н	$R_{Cy}$ , Н	$R_{Cz}$ , Н
-160	-53	0	-1126	-89	0	-3660	2290	-2841

Таблиця 3.2. Реакційні сили в підшипниках першого вхідного валу згідно з робочим циклом максимального крутного моменту на вході.

$R_{Ax}$ , Н	$R_{Ay}$ , Н	$R_{Az}$ , Н	$R_{Bx}$ , Н	$R_{By}$ , Н	$R_{Bz}$ , Н	$R_{Cx}$ , Н	$R_{Cy}$ , Н	$R_{Cz}$ , Н
196	-125	0	-3200	-350	0	-8821	5844	-7102

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Cy} - F_{r12} + R_{By} + R_{Ay} = 0 \quad (3.6)$$

$$\sum M_{Cx} = 0: R_{Ay} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + R_{By} \cdot (a_2 + a_3) + F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r12} \cdot a_3 = 0 \quad (3.7)$$

$$\sum M_{Bx} = 0: R_{Ay} \cdot a_1 - R_{Cy} \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r12} \cdot (a_2 + a_3) = 0 \quad (3.8)$$

Під час активації другої передачі, другий вхідний вал піддається впливу крутного моменту  $M_i$ , створеного у механізмі зачеплення, моменту згину через реакційні сили в підшипниках, а також силою  $F_2$  ( $F_{a34}$ ,  $F_{r34}$ ,  $F_{t34}$ ) у механізмі, як показано на рисунку 3.7. Відрізняючись від першого вхідного валу - другий (порожній) забезпечує утримання сил голчастих підшипників під час включення першої передачі, що демонструється на рисунку 3.8. Лівий кульковий підшипник сприймає осьові навантаження.

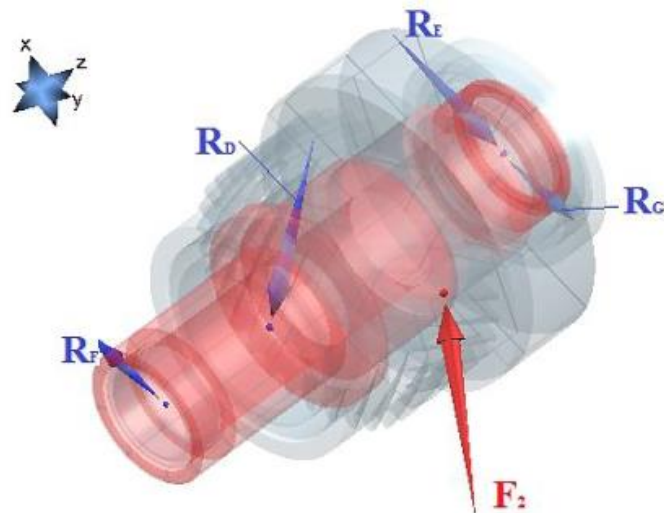


Рис. 3.7. Навантаження другого вхідного валу під час другої передачі.

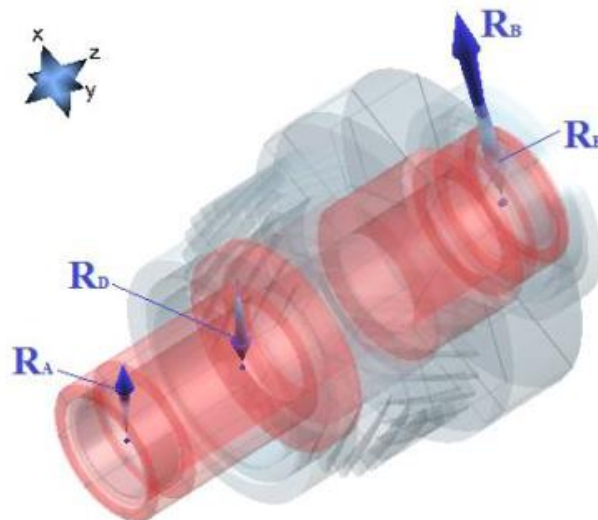


Рис. 3.8. Навантаження другого вхідного валу під час першої передачі.

Частина навантаження також передається на голчасті підшипники, що знаходяться на першому вхідному валу. Вал отримує чотири типи навантажень (для першої і другої передач) згідно з двома режимами роботи - цикл для підшипників і цикл для максимального вхідного крутного моменту. Розміри сил визначені за формулами (3.9) - (3.21), а підсумки представлені у таблицях нижче.

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Dx} - F_{t34} + R_{Ex} + R_{Gx} - R_{Fx} = 0 \quad (3.9)$$

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Dz} = F_{a34} \quad (3.10)$$

$$\sum M_{Dy} = 0: -R_{Fx} \cdot b_1 + F_{t34} \cdot b_2 + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} - (R_{Gx} + R_{Ex}) \cdot (b_3 + b_2) = 0 \quad (3.11)$$

$$\sum M_{E/Gy} = 0: -R_{Fx} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) - R_{Dx} \cdot (b_3 + b_2) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{t12} \cdot b_3 = 0 \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Fy} = 0: & -R_{Dx} \cdot b_1 + F_{t34} \cdot (b_2 + b_1) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} - \\ & (R_{Gx} + R_{Ex}) \cdot (b_3 + b_2 + b_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: -R_{Fy} - F_{r34} + R_{Dy} + R_{Gy} + R_{Ey} = 0 \quad (3.14)$$

$$\sum M_{Dx} = 0: -R_{Fy} \cdot b_1 - (R_{Gx} + R_{Ex}) \cdot (b_3 + b_2) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r34} \cdot b_2 = 0 \quad (3.15)$$

$$\sum M_{E/Gx} = 0: -R_{Fy} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) + R_{Dy} \cdot (b_3 + b_2) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r34} \cdot b_3 = 0 \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{F_x} = 0: & -R_{Dy} \cdot b_1 + F_{r34} \cdot (b_2 + b_1) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} - \\ & (R_{Gx} + R_{Ex}) \cdot (b_3 + b_2 + b_1) = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Ax} - R_{Dx} - R_{Ex} + R_{Bx} = 0 \quad (3.18)$$

$$\sum M_{Ey} = 0: R_{Ax} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) - R_{Ax} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) = 0 \quad (3.19)$$

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Ay} - R_{Dy} + R_{By} - R_{Ey} = 0 \quad (3.20)$$

$$\sum M_{Ex} = 0: R_{Ay} \cdot (b_3 + b_2 + b_1) - R_{Ax} \cdot (b_3 + b_2) = 0 \quad (3.21)$$

Таблиця 3.3. Реакційні сили в підшипниках другого вхідного валу згідно з робочим циклом для підшипників, коли зачеплена друга передача.

$R_{Dx}$ , Н	-1856	$R_{Fx}$ , Н	0
$R_{Dy}$ , Н	109	$R_{Fy}$ , Н	0
$R_{Dz}$ , Н	-1736	$R_{Fz}$ , Н	0
$R_{Ex}$ , Н	-1152	$R_{Gx}$ , Н	0
$R_{Ey}$ , Н	1153	$R_{Gy}$ , Н	0
$R_{Ez}$ , Н	0	$R_{Gz}$ , Н	0

Таблиця 3.4. Реакційні сили в підшипниках другого вхідного валу згідно з робочим циклом максимального крутного моменту, коли зачеплена друга передача.

$R_{Dx}, \text{H}$		$R_{Fx}, \text{H}$	18
$R_{Dy}, \text{H}$		$R_{Fy}, \text{H}$	-23
$R_{Dz}, \text{H}$		$R_{Fz}, \text{H}$	0
$R_{Ex}, \text{H}$		$R_{Gx}, \text{H}$	-47
$R_{Ey}, \text{H}$		$R_{Gy}, \text{H}$	60
$R_{Ez}, \text{H}$		$R_{Gz}, \text{H}$	0

Таблиця 3.5. Реакційні сили в підшипниках другого вхідного валу згідно з робочим циклом для підшипників, коли зачеплена перша передача.

$R_{Dx}, \text{H}$	$R_{Dy}, \text{H}$	$R_{Dz}, \text{H}$	$R_{Ex}, \text{H}$	$R_{Ey}, \text{H}$	$R_{Ez}, \text{H}$
-240	-77	0	-1046	-65	0

Таблиця 3.6. Реакційні сили в підшипниках другого вхідного валу згідно з робочим циклом максимального крутного моменту, коли зачеплена перша передача.

$R_{Dx}, \text{H}$	$R_{Dy}, \text{H}$	$R_{Dz}, \text{H}$	$R_{Ex}, \text{H}$	$R_{Ey}, \text{H}$	$R_{Ez}, \text{H}$
10	-77	0	-1046	-65	0

Вихідний вал навантажений крутним моментом  $M_i$  від зачеплення, моментом згину від реакційних сил у підшипниках та силами шестерні F1 ( $F_{a12}, F_{r12}, F_{t12}$ ) – перша пара шестерень, F2 ( $F_{a34}, F_{r34}, F_{t34}$ ) – друга пара шестерень та F3 ( $F_{3x}, F_{3y}, F_{3z}$ ) - кінцева передача, як видно на рисунку 3.9. Обидва колеса мають правосторонню спіраль. Шестерня кінцевої передачі має лівосторонню спіраль, щоб мінімізувати осьове навантаження на правому кульковому підшипнику. Вал навантажений чотирма типами навантажень відповідно до двох робочих циклів – робочий цикл для підшипників та робочий цикл для максимального крутного моменту на вході. Величини сил

розраховуються за допомогою рівнянь (3.25) - (76), а результати підсумовані в таблицях нижче.

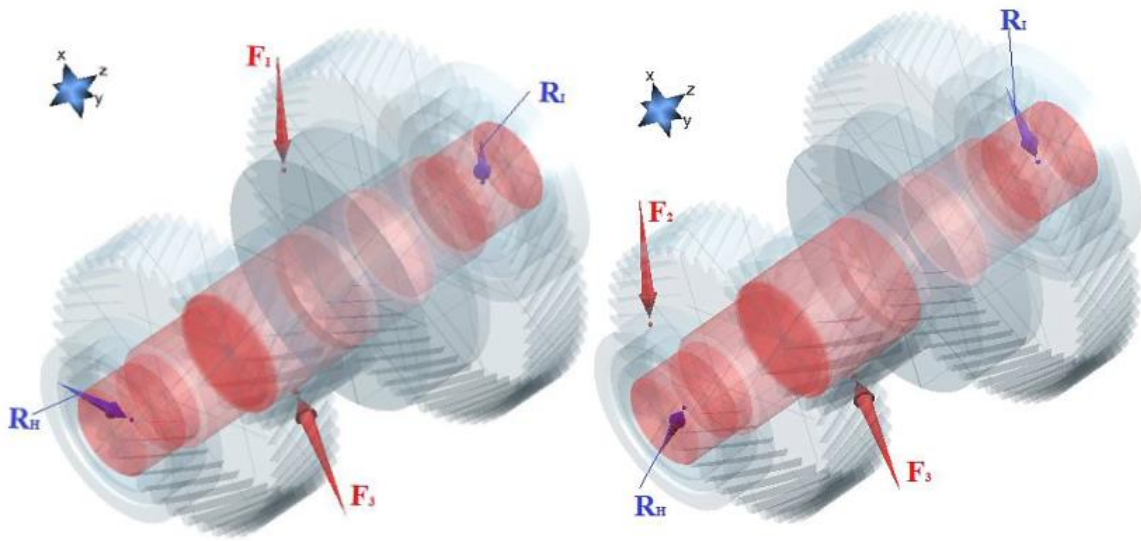


Рис. 3.9. Навантаження вихідного валу. Зачеплена перша передача (ліворуч), зачеплена друга передача (праворуч).

На старті обчислень слід усвідомлювати, що збірка диференціалу не розміщена в площині ZY, а зсунута в бік осі x. Саме тому зубчасте зачеплення між пінйюном та колесом відбувається в зміщеній площині на кут  $\varphi = 4^\circ$  відносно площини XY, як показано на рисунку 3.1. Отже, ми не можемо вважати, що  $F_{axial}$  спрямована по осі z,  $F_{radial}$  по осі y та  $F_{tangential}$  по осі x, як у попередніх сценаріях. Для обрахунку окремих сил застосовуються формули (3.22)-(3.30).

$$F_{3x} = F_{r56} \cdot \cos(\varphi) - F_{t56} \cdot \sin(\varphi) \quad (3.22)$$

$$F_{3y} = F_{t56} \cdot \cos(\varphi) + F_{r56} \cdot \sin(\varphi) \quad (3.23)$$

$$F_{3z} = F_{a56} \quad (3.24)$$

Перша передача зачеплена:

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: -R_{Hx} + F_{3x} - F_{t12} + R_{Ix} = 0 \quad (3.25)$$

$$\sum F_{ix} = 0: -R_{Hx} + F_{3x} - F_{t12} + R_{Ix} = 0 \quad (3.26)$$

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Iz} + F_{a12} - F_{3z} = 0 \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Iy} = 0: -R_{Hx} \cdot (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) - F_{3z} \cdot \frac{a_5}{2} + F_{3x} \cdot (c_3 + c_4) - F_{t12} \cdot c_4 - \\ F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \end{aligned} \quad (3.28)$$

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Hy} - F_{3y} + F_{r12} + R_{Iy} = 0 \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Ix} = 0: R_{Hy} \cdot (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) + F_{3z} \cdot \frac{d_5}{2} - F_{3y} \cdot (c_3 + c_4) + F_{r12} \cdot c_4 - \\ F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \end{aligned} \quad (3.30)$$

Таблиця 3.8. Реакційні сили в підшипниках вихідного валу відповідно до робочого циклу для підшипників, коли зачеплена перша передача.

$R_{Hx}, \text{H}$	$R_{Hy}, \text{H}$	$R_{Hz}, \text{H}$	$R_{Ix}, \text{H}$	$R_{Iy}, \text{H}$	$R_{Iz}, \text{H}$
-368	5280	0	1239	4789	-4005

Таблиця 3.9. Реакційні сили в підшипниках вихідного валу відповідно до робочого циклу максимального крутного моменту на вході, коли зачеплена перша передача.

$R_{Hx}, \text{H}$	$R_{Hy}, \text{H}$	$R_{Hz}, \text{H}$	$R_{Ix}, \text{H}$	$R_{Iy}, \text{H}$	$R_{Iz}, \text{H}$
-947	13033	0	3125	12141	-10010

Друга передача зачеплена:

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: +R_{Hx} + F_{3x} - F_{t34} - R_{Ix} = 0 \quad (3.31)$$

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Iz} + F_{a34} - F_{3z} = 0 \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Iy} = 0: R_{Hx} \cdot (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) - F_{3z} \cdot \frac{a_5}{2} + F_{3x} \cdot (c_3 + c_4) - F_{t34} \cdot (c_2 + c_3 + \\ c_4) - F_{a34} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \end{aligned} \quad (3.33)$$

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Hy} - F_{3y} + F_{r34} + R_{Iy} = 0 \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Ix} = 0: R_{Hy} \cdot (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) + F_{3z} \cdot \frac{d_5}{2} - F_{3y} \cdot (c_3 + c_4) + F_{r34} \cdot (c_2 + c_3 + \\ c_4) - F_{a34} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \end{aligned} \quad (3.35)$$

Таблиця 3.10. Відгук сил в підшипниках вихідного валу за робочим циклом для підшипників при включенні другої передачі.

$R_{Hx}, \text{H}$	$R_{Hy}, \text{H}$	$R_{Hz}, \text{H}$	$R_{Ix}, \text{H}$	$R_{Iy}, \text{H}$	$R_{Iz}, \text{H}$
1891	1721	0	824	- 2923	-1573

Таблиця 3.11. Відгук сил в підшипниках вихідного валу за робочим циклом максимального вхідного крутного моменту при активізації другої передачі.

$R_{Hx}, \text{H}$	$R_{Hy}, \text{H}$	$R_{Hz}, \text{H}$	$R_{Ix}, \text{H}$	$R_{Iy}, \text{H}$	$R_{Iz}, \text{H}$
1891	1721	0	-824	2923	-1573

Кінцевий привідний вал піддається навантаженню від крутного моменту  $M_i$ , створеного шестернями, моменту згину через реакційні сили в підшипниках та силою шестерні  $F_3$  ( $F_{3x}$ ,  $F_{3y}$ ,  $F_{3z}$ ) відповідно до формул (3.22) - (3.24). Правий кульковий підшипник (РК) забезпечує утримання осьових сил. Вал піддається двом видам навантаження відповідно до двох застосованих робочих циклів – циклу для підшипників та циклу для максимального крутного моменту на вході. Розміри сил визначаються згідно з наданими формулами, а результати зведено у таблиці 3.12.

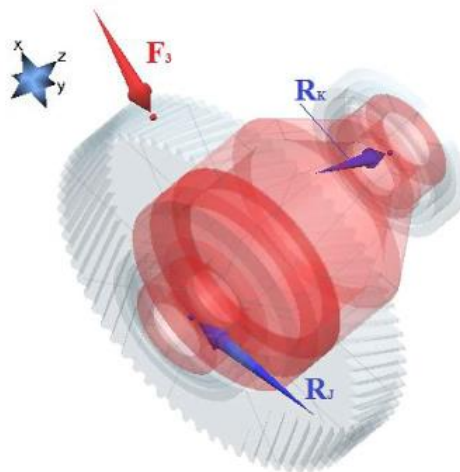


Рис. 3.10. Навантаження на вал кінцевої передачі.

Площина XZ:

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Jx} - F_{3x} - R_{Kx} = 0 \quad (3.36)$$

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Kz} - F_{3z} = 0 \quad (3.37)$$

$$\sum M_{Ky} = 0: R_{Jx} \cdot (e_1 + e_2) - F_{3z} \cdot \frac{d_6}{2} + F_{3x} \cdot e_2 = 0 \quad (3.38)$$

Площина YZ:

$$\sum F_{iy} = 0: -R_{Jy} + F_{3y} - R_{Ky} = 0 \quad (3.39)$$

$$\sum M_{Kx} = 0: -R_{Jy} \cdot (e_1 + e_2) - F_{3z} \cdot \frac{d_6}{2} + F_{3y} \cdot e_2 = 0 \quad (3.40)$$

Таблиця 3.12. Відгукові сили у підшипниках валу кінцевого приводу.

	R <sub>Jx</sub> , Н	R <sub>Jy</sub> , Н	R <sub>Jz</sub> , Н	R <sub>Kx</sub> , Н	R <sub>Ky</sub> , Н	R <sub>Kz</sub> , Н
Підшипники першої передачі	7473	-10170	0	-3757	-2047	6846
Макс. крутний момент першої передачі	18528	-25491	0	-8490	-5052	17112
Підшипники другої передачі	3632	-4906	0	-1691	-1000	3309
Макс. крутний момент другої передачі	9017	-12298	0	-4164	-2467	8272

### 3.3 Контроль міцності валів КПП

Навантаження на індивідуальні вали було розглянуто у попередньому розділі. Моніторинг міцності валів включає порівняння обчислених значень напруження  $\sigma_{red}$  із максимально допустимим рівнем напруження  $\sigma_D = 500$  МПа для запобігання небажаному вигину валів (потенційне викривлення шестерень). Для визначення напружень у валах застосовувалася програма SABR/Gear від Ricardo. Оцінка міцності кожного валу проводилася за двома критеріями для пластичних матеріалів: критерій текучості (2.41) та критерій текучості (3.42). Використовувався робочий цикл для визначення максимального крутного моменту. Розподіл напружень на валах демонструється на ілюстраціях нижче.

$$\sigma_{red_{Mises}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot \tau_x^2 \cdot \tau_y^2 \cdot \tau_z^2} \quad (3.41)$$

$$\sigma_{red_{Tresca}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.42)$$

Перший вхідний вал.



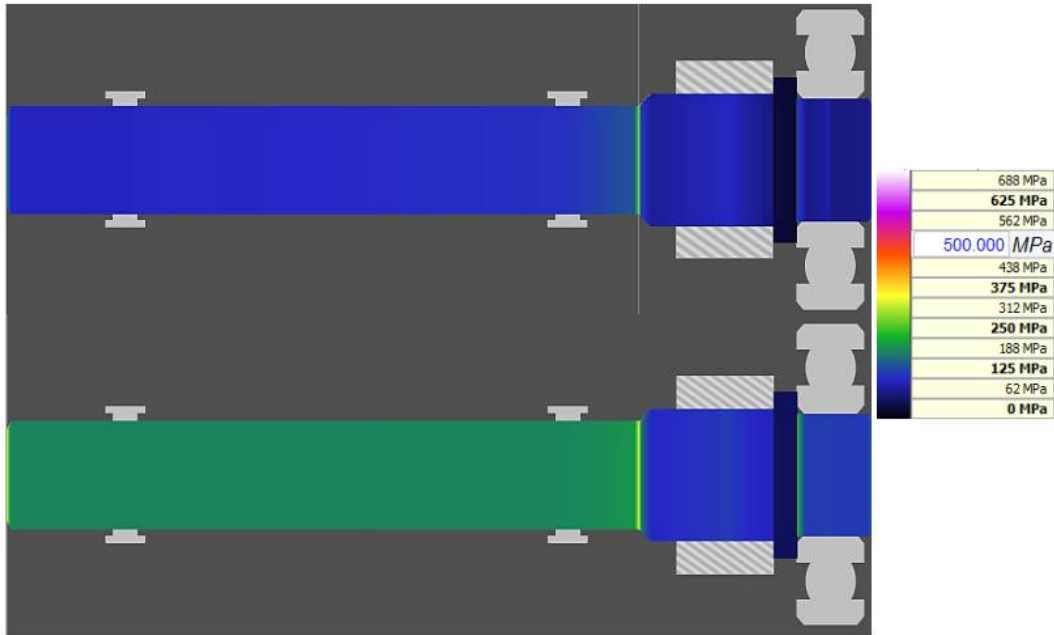


Рис. 3.11. Напруження у першому вхідному валу.

Як видно на рисунку 3.11, найбільша концентрація напруження знаходиться між пінйоном і середнім голчастим підшипником, де діаметр валу змінюється. Максимальні значення напружень:

$$\sigma_{red1Mises} = 378 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red1Tresca} = 291 \text{ MPa}$$

Напруження у першому вхідному валу під час включення першої передачі залишається в межах допустимих значень для матеріалу. Коефіцієнт безпеки валу за більш суворим критерієм міцності дорівнює  $S_{Mises} = 1.32$ .

Другий вхідний вал:

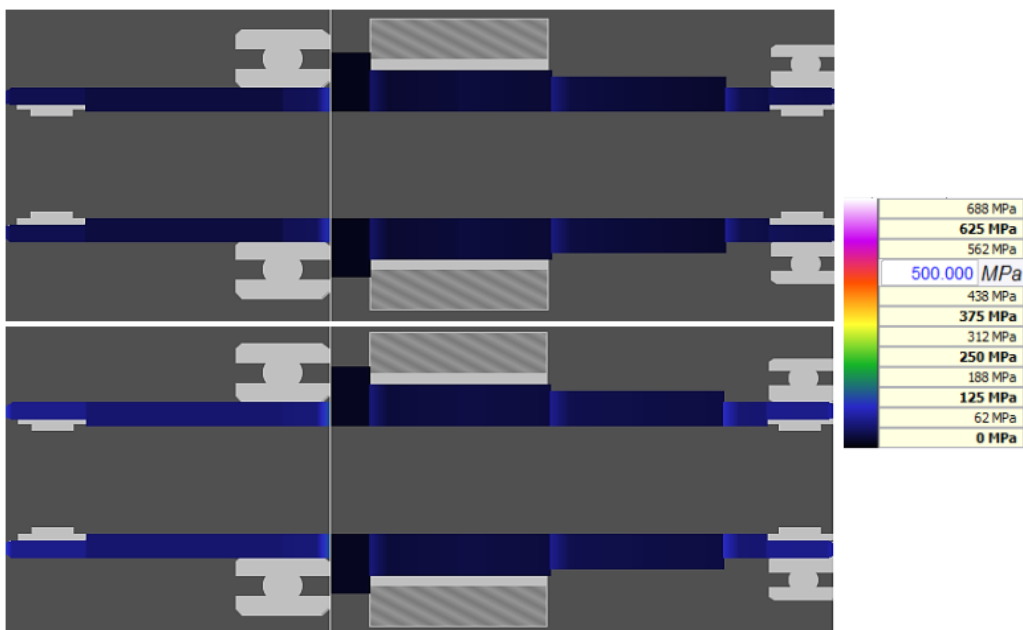


Рис. 3.12. Напруження у другому вхідному валу.

Як видно з рисунка, найвища концентрація напруження знаходиться праворуч від лівого кулькового підшипника. Максимальні значення напружень:

$$\sigma_{red2Mises} = 174 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red2Tresca} = 141 \text{ MPa}$$

Напруження у другому вхідному валу під час роботи на другій передачі залишається в межах допустимих значень для матеріалу. Коефіцієнт безпеки валу дорівнює  $S_{Mises} = 2.87$ .

Вихідний вал (проміжний вал):

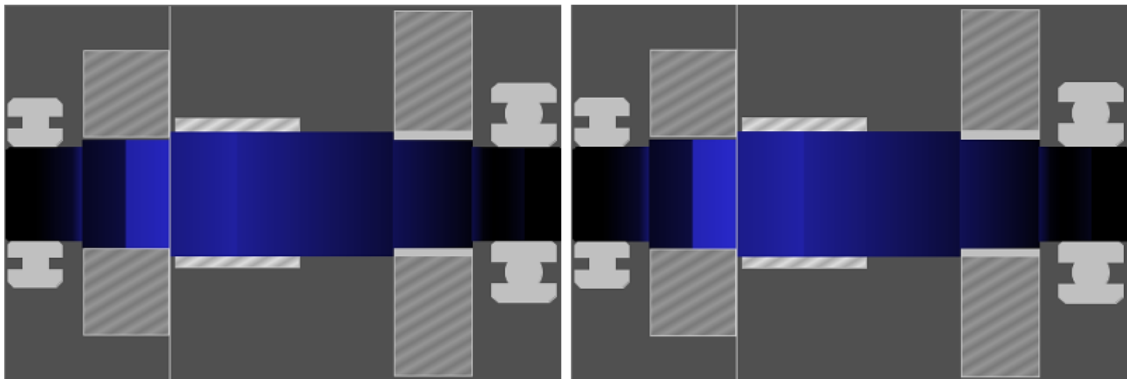


Рис. 3.13. Напруження у вихідному валу при активованій першій передачі.

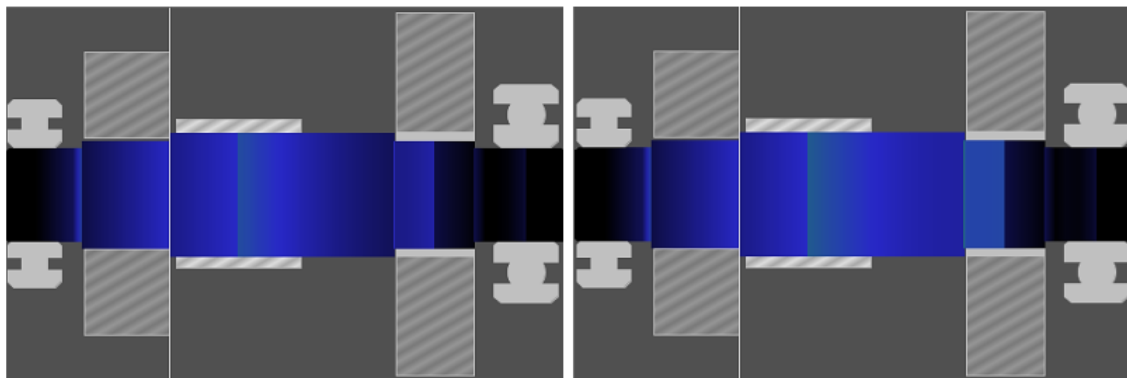


Рис. 3.14. Напруження у вихідному валу при активованій другій передачі.

Як видно з рисунків, найвища концентрація напруження знаходиться між другим зубчастим колесом і піньюном кінцевої передачі. Максимальні значення напружень для першої передачі такі:

$$\sigma_{red3Mises} = 288 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red3Tresca} = 288 \text{ MPa}$$

А для другої передачі:

$$\sigma_{red3Mises} = 288 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red3Tresca} = 288 \text{ MPa}$$

Напруження у вихідному валу залишається в межах допустимої міцності матеріалу. Мінімальний коефіцієнт безпеки (для першої передачі) за більш суворим критерієм міцності становить  $S_{Mises} = 1.74$ .

Кінцевий привідний вал:

На представлених рисунках видно, що найбільша концентрація напруження знаходиться на лівій стороні правого кулькового підшипника.

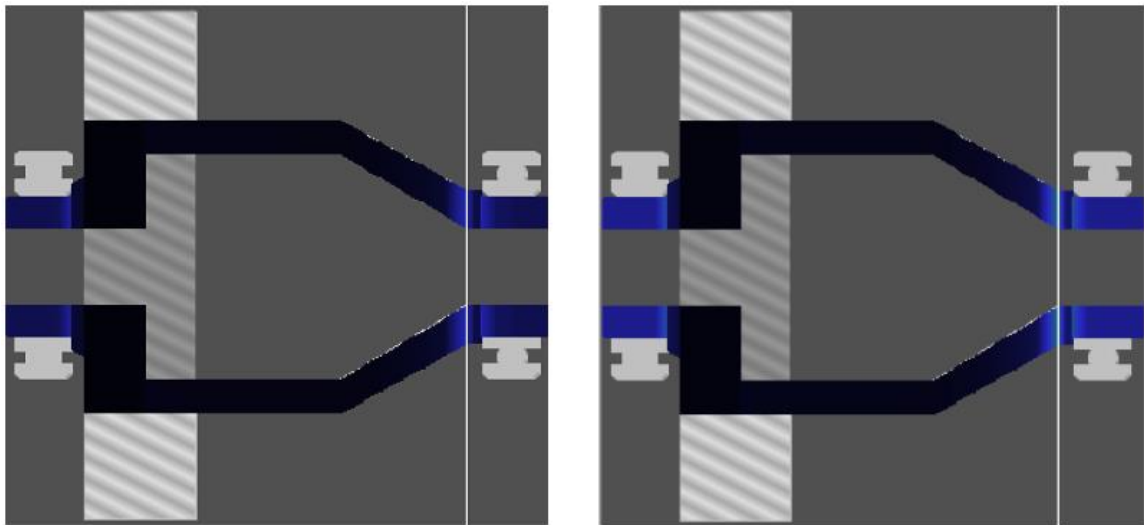


Рис. 3.15. Напруження у кінцевому приводному валу. Перша передача включена.

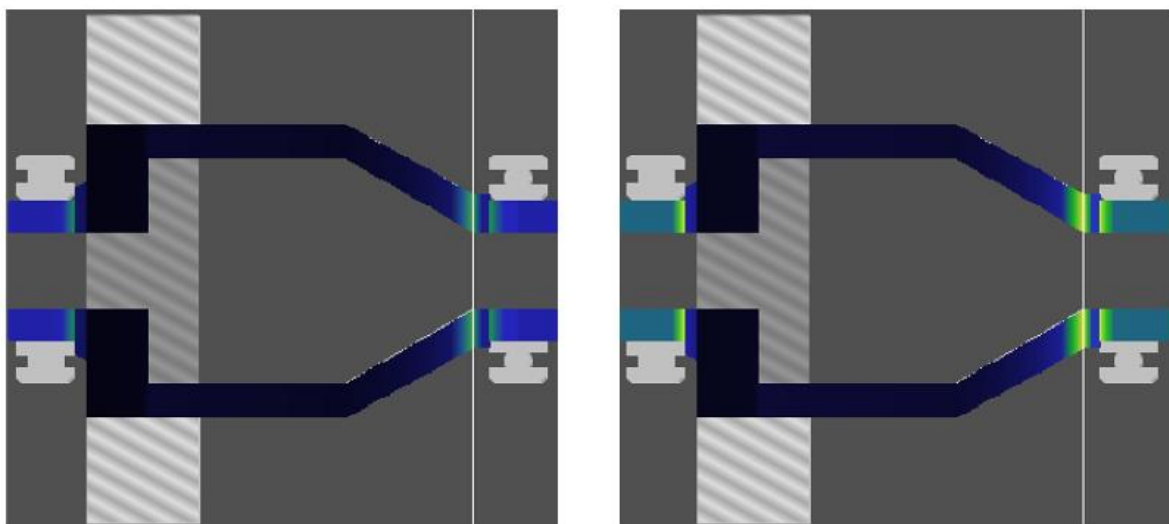


Рис. 3.16. Напруження у кінцевому приводному валу. Перша передача включена.

Пікові значення напружень для першої передачі:

$$\sigma_{red4Mises} = 401 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red4Tresca} = 271 \text{ MPa}$$

А для другої передачі:

$$\sigma_{red4Mises} = 194 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red4Tresca} = 130 \text{ MPa}$$

Напруження у кінцевому приводному валу знаходиться в межах допустимої міцності матеріалу. Коефіцієнт безпеки  $S_{Mises} = 1.25$ .

## 4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 4.1 Обов'язкові роботи профілактичного обслуговування та ремонт

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

падіння підважених частин транспортних засобів при обслуговуванні та ремонті підвіски, коліс, мостів тощо;

падіння кузова автомобіля-самоскида при обслуговуванні та ремонті гідروпідйомника;

падіння перекидної кабіни вантажного автомобіля;

падіння деталей, вузлів, агрегатів, інструменту;

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

наїзди автомобілів: внаслідок самовільного руху, при запуску двигуна, в'їзді (виїзді) в 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 рубці металу;

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

знижена температура повітря в холодний період року;

недостатнє освітлення.

Автомобілі, агрегати та деталі, що направляються на пости профілактичного обслуговування та ремонту, повинні бути вимиті, очищені від бруду і снігу.

В'їзд (виїзд) у приміщення і постановка автомобілів на пости профілактичного обслуговування та ремонту здійснюються з дозволу та під керівництвом відповідальної особи — майстра (начальника дільниці). Після

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

На автомобілях, що мають дублюючі пристрої для запуску двигуна, аналогічна табличка повинна бути вивішена і біля цього пристрою. Автомобіль на оглядовій канаві повинен бути встановлений так, щоб був вільним не тільки основний, але і запасний вихід.

При обслуговуванні автомобіля на підйомнику (гідравлічному, пневматичному, електромеханічному) на пульті управління підйомником повинна бути вивішена табличка із написом «Підйомник не включати - працюють люди!».

Плунжер гідравлічного, пневматичного підйомника в робочому (піднятому) положенні повинен надійно фіксуватися упором (штангою), що гарантує неможливість довільного опускання підйомника.

У приміщеннях профілактичного обслуговування з потоковим рухом автомобілів обов'язкове влаштування сигналізації (світлової, звукової), яка своєчасно попереджує працюючих на лінії обслуговування про момент початку руху автомобіля з поста на пост або про виїзд автомобіля.

Переміщення транспортних засобів з поста на пост дозволяється тільки після подання сигналу (звукового, світлового).

Перед підважуванням частини автомобіля (причепи, напівпричепи) підйомними механізмами (домкратами, накатними пересувними підйомниками, таями тощо), крім стаціонарних, необхідно спочатку встановити транспортний засіб на рівній поверхні, зупинити двигун, включити знижену передачу, загальмувати його стоянковим гальмом, підставити під колеса, що не підіймаються, упорні колодки, в автобуса перевірити стан опорної площадки кузова.

При підважуванні частини транспортного засобу плунжер домкрата (накатного пересувного підйомника) або надставка до нього повинні бути

встановлені в місцях, зазначених у технологічній документації. Домкрат треба встановлювати на рівну неслизьку поверхню. У разі неміцного ґрунту під основу домкрата необхідно підкласти міцну дерев'яну підставку площею не менше  $0,1 \text{ м}^2$  або дошку. Під підважуванні частини транспортного засобу за допомогою домкратів (пересувних накатних підйомників, талей тощо) для огляду, виконання профілактичних робіт та ремонту повинні бути встановлені підставки (козелки). Підставки (козелки) під вивішені частини транспортного засобу повинні встановлюватися в місцях, зазначених у технологічній документації.

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, дозволяється 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 брати участь водієві при відповідній підготовці та обов'язковому інструктажу з охорони праці при виконанні цих робіт.

При підйманні перекидної кабіни для обслуговування та ремонту систем автомобіля вона повинна бути надійно зафіксована. Забороняється підіймати кабіну з несправним запірним механізмом, упором-обмежувачем, страховим пристроєм.

При обслуговуванні та ремонті автомобілів (у т.ч. двигунів) на висоті понад 1 м робітники повинні бути забезпечені і користуватися спеціальними помостами; естакадами, площадками або драбинами-стрем'янками. Застосовувати приставні драбини не дозволяється. При підйманні драбиною робітникам забороняється тримати в руках інструмент, деталі, матеріали та інші предмети. Для цієї мети повинна застосовуватися сумка або спеціальні ящики.

Забороняється проводити одночасно роботу на драбині, помостах, площадках та під ними.

При роботі на поворотному стенді (перекидачі) необхідно попередньо надійно укріпити на ньому автомобіль, злити паливо із паливних баків і рідину із системи охолодження в призначені для цього ємності, щільно закрити маслоналивну горловину двигуна і зняти акумуляторну батарею. Забороняється пуск двигуна автомобіля на постах профілактичного 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 палива для дизельних двигунів), нейтральне положення важеля перемикачів 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 необхідності виконання робіт під автомобілем, що знаходиться поза межами оглядової канави, підйомника, естакади, робітники повинні забезпечуватися і користуватися лежаками.

Для роботи попереду та позаду автомобіля і для переходу через оглядову канаву необхідно користуватися перехідними містками.

Усі регульовальні роботи на двигуні, за винятком регулювання карбюратора та кута випередження запалювання, повинні проводитися при непрацюючому двигуні.

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 з них паливо, масло та охолоджувальну рідину в спеціальну тару, не допускаючи їх проливання.

При проведенні ремонту паливних баків, а також паливопро- водів, через які може витікати паливо з баків, останні перед ремонтом повинні бути повністю звільнені від нього. Зливання палива має здійснюватися в місцях, що виключають можливість його загорання. Важкодоступні точки мащення необхідно змащувати за допомогою наконечників з гнучким шлангом або



наконечників із шарнірами. Для подання мастила у високо розміщені маслянки необхідно в оглядовій канаві користуватися підставкою під ноги.

При профілактичному обслуговуванні та ремонті транспортних засобів забороняється:

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

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 виважування 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 потребує запуску двигуна;

підіймати (виважувати) 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 робітник знаходиться між кузовом автобуса і колесом;

знімати, установлювати і транспортувати агрегати при запалюванні їх тросами або канатами без спеціальних захватів;

підіймати вантаж при косому натягуванні троса або ланцюгів;

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

розбирати і ремонтувати деталі та вузли двигунів і системи живлення автомобілів, що працюють на етилованому бензині, без нейтралізації відкладень тетраетилсвинцю;

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

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Бакалаврська робота охоплює всебічний аналіз та розробку елементів автомобіля, зокрема коробки передач. Загально-технічний розділ розглядає основні характеристики автомобіля, конфігурацію його силової установки, а також стратегічне розміщення коробки передач, що є важливим для забезпечення ефективності та надійності автомобільної системи.

У технологічному розділі встановлюються передатні числа та розробляється технологічний процес діагностування коробки передач, з акцентом на конфігурацію зубчастих передач, що забезпечує оптимізацію передачі крутного моменту.

Конструкторський розділ присвячений розрахункам і конфігурації валів коробки передач, а також контролю їх міцності, що є критичним для гарантування довговічності та надійності у використанні.

Останній розділ, присвячений безпеці життєдіяльності та основам охорони праці, включає розробку заходів для профілактичного обслуговування та ремонту, що спрямовані на забезпечення безпеки працівників та користувачів автомобіля.

**БІБЛІОГРАФІЯ**

1. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.
2. Дмитрієв М. М. Електромобілі в Україні як засіб покращення екологічної ситуації: проблеми та перспективи [Електронний ресурс] / М. М. Дмитрієв, В. В. Кухтик, И. О. Кухтик // Вісник Національного транспортного університету. - 2011. - № 22. - С. 10 - 19.
3. Оверченко Ю.М. Деякі питання переобладнання малолітражного легкового автомобіля у електромобіль [Електронний ресурс] / Ю.М.Оверченко, Л.В. Горпинюк // Автошляховик України. - 2014. - № 2. - С. 18-21.
4. Смирнов О. П. Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах / О. П. Смирнов, О. Б. Богаєвський, А. О. Смирнова // Вісник НТУ «ХП». - 2013. - №29 (1002). - С. 144 – 119.
5. Chevrolet Bolt EV deep look on drive unit. EVNewsTopic [online]. 2019 [2020-10-06]. Available from: <https://www.evnewstopic.com/2019/03/chevrolet-bolt-ev-deep-look-on-drive.html>.
6. Вячеслав Шавкун. Технологічні процеси сервісу транспортних засобів з електричним та гібридним приводом : конспект лекцій для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання зі спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка / Вячеслав Шавкун ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2022. – 123 с.
7. Конспект лекцій з курсу «Технології обслуговування автотранспортних засобів». / Р.В. Хорошун, О.Л. Ляшук, Н.Т. Навроцька. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ, 2021. – 194 с.
8. Кубіч В. І. Гібридні силові установки легкових автомобілів : навчальний посібник / В. І. Кубіч. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 193 с.
9. 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.

10. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с

11. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.

12. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.

13. Kuszniek, J. Influence of Environmental Factors on the Intelligent Management of Photovoltaic and Wind Sections in a Hybrid Power Plant. *Energies* 2023, 16, 1716. doi: 10.3390/en16041716

14. D. W. Gao, C. Mi and A. Emadi, "Modeling and Simulation of Electric and Hybrid Vehicles," in *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, no. 4, pp. 729-745, April 2007, doi: 10.1109/JPROC.2006.890127

15. C. C. Lin, Z. Filipi, Y. Wang, L. Louca, H. Peng, D. Assanis, et al., "Integrated feed-forward hybrid electric vehicle simulation in Simulink and its use for power management studies", *Proc. SAE 2001 World Congr.*, 2001-Mar.

16. W. Gao, "Performance comparison of a hybrid fuel cell—Battery powertrain and a hybrid fuel cell— Ultracapacitor powertrain", *IEEE Trans. Vehicular Technol.*, vol. 54, no. 3, pp. 846-855, May 2005.

17. Ding Y., et al. (2019) *Automotive Li-Ion Batteries: Current Status and Future Perspectives*. *Electrochemical*

18. *Energy Reviews*, Vol. 2, pp. 1–28, <https://doi.org/10.1007/s41918-018-0022-z> Available at: <https://www>.

19. [semanticscholar.org/paper/Automotive-Li-Ion-Batteries%3A-Current-Status-and-Ding-Cano/b35a16edcf9e0b98](https://www.semanticscholar.org/paper/Automotive-Li-Ion-Batteries%3A-Current-Status-and-Ding-Cano/b35a16edcf9e0b98)

20. [3475cc470dbcd7feca3a9ac1/](https://doi.org/10.1007/s41918-018-0022-z) (accessed: 29.10.2022). (In Eng.).

21. Levay P. Z, Drossinos Y., Thiel C. The effect of fiscal incentives on market penetration of electric vehicles: a pairwise comparison of total cost of ownership. *Energy Pol.* 2017. Vol. 105. P. 524–533. DOI: 10.1016/j.enpol.2017.02.054.

22. Safari M. Battery electric vehicles: looking behind to move forward. *Energy Pol.* 2017. Vol. 115. P. 54–65. DOI: 10.1016/j.enpol.2017.12.053.

23. Bindner, H. Lifetime Modelling of Lead Acid Batteries / H. Bindner [et al.]. Denmark. Fors- kningscenter Risoe. Risoe-R No. 1515 (EN), 2005.
24. Birkl, C. R. Diagnosis and Prognosis of Degradation in Lithium-Ion Batteries / C. R. Birkl, University of Oxford. 2017.
25. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с.
26. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці. Курс лекцій: Навчальний посібник для студентів вищих педагогічних навчальних закладів всіх спеціальностей за освітньо-кваліфікаційним рівнем "бакалавр" / А.І. Ткачук, О.В. Пуляк. – Перевидання, доповнене та перероблене. – Кропивницький: ПП "Центр оперативної поліграфії "Авангард". – 2017. – 184с.