

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

“ ___ ” _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

на тему «Розробка схеми керування електроживленням транспортного засобу»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.
(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік І.В.
(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Ткаченко Олексій Петрович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор

(науковий ступінь, вчене ваня) (підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

“ ” 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Ткаченко Олексій Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Розробка схеми керування електроживленням транспортного засобу»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» листопада 2024 р. №2098 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру 19.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Нормативно довідкова література. Види та характеристики систем електроживлення.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

Перелік питань які потрібно розробити:

Вступ

1. Стан проблеми дослідження.

2. Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення.

3. Критерій оцінки динамічної навантаженості системи за рівнем віброприскорень.

4. Експериментальне дослідження; оцінка динамічної навантаженості трансмісії за різних режимів руху автомобіля;

5. Висновки.

6. Список використаних джерел.

Перелік графічного матеріалу:

Стан питання, обґрунтування завдань дослідження і запропоновані підходи їх рішення;

Критерій оцінки динамічної навантаженості системи за рівнем віброприскорень;

Експериментальне дослідження;

Динамічна навантаженість трансмісії за різних режимів руху автомобіля;

Результати визначення рівня віброприскорень під час встановлення серійної та дослідної підвісок сидіння оператора ТТА

Висновки

Дата видачі завдання « » 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Ткаченко О.П.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Робота складається з 63 сторінок друкованого тексту, 4 розділи, 27 рисунків, 7 таблиць, 33 джерела.

Важливість теми. Сучасні тенденції розвитку автомобільної промисловості, зокрема, спрямовані на підвищення продуктивності, середньої швидкості та екологічності транспортних засобів. Проблеми екології та економії палива призводять до необхідності розробників створювати та впроваджувати комбіновані силові установки (КЕС) в автомобілях, де джерелом механічної потужності є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) та електродвигун (ЕМ) з акумуляторними батареями електроживлення в різних варіантах їх спільної роботи.

Метою дослідження є розробка змінного методу динамічного нагрівання трансмісії разом з транспортним засобом.

Цілі дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

- Виконання гармонійного аналізу крутного моменту двигуна:
 - Аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна, спричиненої компонентами газу;
 - Аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна, спричиненої інерційними складовими;
- Розрахунок динамічного навантаження системи для заданих режимів роботи транспорту;
- Розробка рекомендацій щодо вибору параметрів та розташування демпфера крутильних коливань, що виключають небезпечні резонансні режими роботи;
- Дослідження динамічного навантаження системи в конкретних режимах роботи трансмісії з рекомендованими характеристиками демпфера крутильних коливань;

- Експериментальне дослідження вібраційного навантаження трансмісії транспортного засобу з використанням установки безперервного навчання;

- Оцінити, виправити та перевірити припущення, зроблені в обчислювальній моделі, на основі результатів експерименту з імітаційною моделлю;

- Поширення результатів теоретичних та експериментальних досліджень з динамічного завантаження транспорту.

Методи дослідження. Обчислювальні та теоретичні дослідження проводилися з використанням імітаційних моделей, заснованих на основних законах та рівняннях механіки.

Наукове нове в роботі полягає в наступному:

1. Розроблено імітаційну модель системної динаміки, яка враховує мультигармонічні збурення електроніки та характеристики вібростійкості транспорту на основі використання методів статистичної динаміки та спектрального аналізу.

2. Теоретичне обґрунтування проектних рішень щодо вибору типу демпфера крутильних коливань, його параметрів та місця встановлення було проведено шляхом аналізу стійкості періодичних розв'язків, отриманих для досліджуваної динамічної системи, за допомогою методу кореневого гедографа.

3. Отримано нові експериментальні дані про динамічні процеси, що відбуваються в різних режимах роботи трансмісії в системі "ДВЗ - ЕД - АКП - ТК", на основі яких визначено умови виникнення резонансів у робочому діапазоні частот силової установки.

4. На основі узагальнення результатів обчислювальних та експериментальних досліджень розроблено метод, який дозволяє прогнозувати динамічне навантаження трансмісії автомобіля з варіаторною коробкою передач з ранніх етапів проектування.

Практична цінність. Використовуючи сучасні методи імітаційного моделювання динаміки механічних систем, розроблений метод

прогнозування резонансних режимів роботи та мінімізації рівня динамічного навантаження компонентів трансмісії для транспортних засобів з централізованими блоками керування дозволяє визначити необхідне положення ГЦК та його параметри на ранній стадії проектування трансмісії, а не в процесі оптимізації проекту.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЗАПРОПОНОВАНІ ПІДХОДИ ЇХ РІШЕННЯ.....	11
1.1. Огляд комбінованих конфігурацій установки. Опис об'єкта та предмета дослідження	11
1.2 Основні методи віброзахисту. Принципи динамічного гасіння механічних коливань.....	21
1.3 Об'єкт та завдання дослідження.....	25
2 КРИТЕРІЙ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СИСТЕМИ ЗА РІВНЕМ ВІБРОПРИСКОРЕНЬ	28
2.1 Оцінка впливу роботи електродвигуна на динамічне навантаження трансмисії	30
2.2 Визначення динамічної навантаженості системи на встановлених режимах.....	31
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	35
3.1. Мета та об'єкт експериментального дослідження.....	35
3.2. Визначення характеристик двомасового маховика.....	37
3.3. Комплекс реєстраційно-вимірювальної апаратури.....	39
3.4 Обсяг лабораторно-дорожніх випробувань.....	46
4 ОЦІНКА ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТРАНСМІСІЇ ДЛЯ РІЗНИХ СПОСОБІВ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	47
4.1 Висновки за результатами експериментальної оцінки динамічної системи трансмісії.....	55
ВИСНОВКИ.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	59
ДОДАТКИ.....	63

ВСТУП

Сучасні тенденції розвитку автомобільної промисловості, зокрема, спрямовані на підвищення продуктивності, середньої швидкості та екологічності транспортних засобів. Проблеми екології та паливної ефективності спонукають розробників до необхідності створення та впровадження комбінованих силових установок (КСУ) у транспортних засобах, де джерелом механічної енергії є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) та електродвигун (ЕД) одночасно з накопичувачами електроенергії для різних варіантів їх спільної роботи. Перспективи розвитку енергетичних потужностей для вирішення цих проблем свідчать про значний інтерес багатьох країн до фінансування відповідних програм розвитку електростанцій [1].

Однак усі зміни, пов'язані зі збільшенням потужності двигуна внутрішнього згоряння, використанням силових установок, удосконаленням конструкції трансмісії, неминуче призводять до збільшення інтенсивності та розширення спектру коливань у колісному транспортному засобі.

Варто зазначити, що одним з основних джерел енергії для колісних транспортних засобів є двигун внутрішнього згоряння. Через нерівномірну роботу двигуна, спричинену змінами тиску в циліндрах та інерційними силами колінчастого вала, всі агрегати та системи автомобіля піддаються певним збурюючим впливам, що сприяє утворенню небезпечних напружень у деталях трансмісії та блоках заряджання. Допоміжні системи та структура [2].

У випадку з електроприводним блоком (ЕПБ) обертальні коливання, що генеруються двигуном внутрішнього згоряння, безпосередньо впливають на електродвигун. Динамічні навантаження можуть спричинити механічні пошкодження, проблеми з керуванням та шум.

Отже, надійність електродвигуна безпосередньо залежить від форм обертальних коливань та значень амплітуди збурюючих імпульсів, що надходять від двигуна внутрішнього згоряння. Крім того, електродвигун є додатковим джерелом кінетичного та силового впливу на транспортний засіб.

У цьому випадку хвиля крутного моменту викликана зміною магнітної проникності повітряного зазору при зміні кутового положення ротора в електродвигуні. Тому, під час впровадження КСУ в транспортному засобі необхідно уникати підвищених динамічних навантажень та появи резонансних режимів, які можуть виникати, коли частота збурюючих імпульсів, що надходять як від двигуна внутрішнього згорання, так і від електродвигуна, збігається з власною частотою коливань трансмісії. Неврахування додаткових динамічних навантажень, що створюються безступінчастою коробкою передач, може призвести до передчасного виходу з ладу компонентів трансмісії або зниження комфорту руху автомобіля.

Аналітичні розрахунки та експериментальні дослідження показують наявність знакозмінних навантажень у компонентах колісних транспортних засобів. Кількість відмов, пов'язаних з вібраціями в галузі машинобудування, досягає високого рівня [3]. З огляду на високу вартість сучасних трансмісій та додаткові витрати на їх відновлення протягом терміну служби транспортного засобу, зниження динамічних навантажень у трансмісії є важливою та актуальною проблемою в сучасному машинобудуванні.

Ротаційні гасителі коливань (РГК) використовуються для зменшення амплітуди обертальних коливань, зміщення резонансних мод за межі робочого діапазону частот колінчастого вала двигуна та зменшення їх шкідливого впливу. Це обмежує максимальну амплітуду обертальних коливань, навантаження на компоненти трансмісії та шум, а також позитивно впливає на довговічність як компонентів, так і трансмісії автомобіля в цілому. Багато джерел щодо зниження вібраційних навантажень трансмісії не повністю висвітлюють переваги розміщення модулів керування трансмісією (GCS) у коробці передач в автомобілях із безступінчастою трансмісією (CVT). Більшість наукових робіт з цієї проблеми зосереджені на визначенні обертальних коливань у механічних трансмісіях, де основним джерелом енергії для колісних транспортних засобів є двигун внутрішнього згорання. У зв'язку з цим, попередні дослідження не враховували мультигармонічну природу збурення,

що генерується центральним вимірювальним блоком, та не розглядали наявність електродвигуна як додаткового елемента динамічної системи з власними пружними та інерційними параметрами; Наявність автоматичної коробки передач (АКП) без гідротрансформатора, що складається з механічно з'єднаних між собою планетарних шестерень (ПШ).

Недостатній рівень розвитку в галузі будівництва ГЦК призводить до того, що під час проектування тип демпфера та його параметри вибираються в процесі завершення проектування.

Метою дослідження є розробка методу прогнозування динамічного навантаження трансмісій у транспортних засобах, оснащених загальним двигуном, та визначення параметрів загального двигуна.

1. ТЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ, ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЛІДНИЦЬКИХ ЦІЛЕЙ ТА ЗАПРОПОНОВАНІ ПІДХОДИ ДО ЇХ ВИРІШЕННЯ

1.1. Огляд конфігурацій електростанцій з комбінованим циклом. Опис теми дослідження

Через погіршення екологічної ситуації у світі та обмежену доступність сировини, найактуальнішим завданням сучасного машинобудування є створення економічних та екологічно чистих машин. Одним з основних напрямків роботи, спрямованої на досягнення цих результатів, є розробка та використання комбінованих (гібридних) силових установок, що включають двигун внутрішнього згоряння та електродвигун [4].

Однак будь-які зміни в конструкції трансмісії, шасі та допоміжних систем автомобіля для досягнення високих характеристик часто призводять до значних динамічних навантажень на транспортний засіб. Сьогодні існує багато варіантів конструктивного виконання блоків керування, кожен з яких має свої характеристики, що визначають специфіку його використання в автомобільній промисловості (див. рисунок 1.1).



Рисунок - 1.1 Варіанти розміщення електродвигуна в трансмісії: 1 Стартер-генератор з ремінною передачею; 2 електродвигуни на вихідному валу коробки передач; 3 електродвигуни для рульового моста; 4 електродвигуни між двигуном внутрішнього згоряння та коробкою передач

Конфігурація стартера-генератора з ремінним приводом «1» стосується концепції електродвигуна на 48 В [5]. Електродвигун має відносно низький крутний момент і широкий діапазон швидкостей. Потужність коливається від 10 до 15 кВт.

Під час тривалого руху на низьких швидкостях ви можете використовувати режим електродвигуна автомобіля. У цьому випадку акумулятор заряджається за допомогою енергії, що вивільняється під час гальмування (див. рисунок 1.2). Генератор змінного струму з ремінним приводом замінює традиційний генератор, що дозволяє двигуну запускатися практично без шуму та вібрації.

Робота А.С. Уфимцева [6].



Рисунок 1.2 - Стартер-генератор з ремінним приводом

Електродвигун на вихідному валу коробки передач

Конфігурація «2» – єдине рішення, яке забезпечує підтримку крутного моменту під час перемикання передач. Однак для приводу електродвигуна доступне лише одне передавальне число. Його значення вибирається з урахуванням вимог до швидкості транспортного засобу.

Через унікальне передавальне число коробки передач, яка використовує електродвигун, система не може задовольнити вимоги високого крутного моменту та максимальної швидкості. З цієї причини

конфігурація "2" рідко використовується в автомобілях, оснащених електронним блоком керування.

Електродвигун у верхньому шарі конструктивно реалізований у вигляді електродвигуна та редуктора, інтегрованих в єдиний корпус. Цей двигун може бути встановлений на передній або задній осі автомобіля. Зазвичай, електродвигун ведучого моста потрібен для роботи на високій швидкості, з максимальними обертами, що перевищують 12 000 об/хв, що типово для спортивних автомобілів, таких як Porsche 918 Spyder. (Див. рис. 1.3).



1 – Силова електроніка; 2 – Електродвигун; 3 – Літій-іонний акумулятор; 4 – циліндровий двигун V8; 5 – Коробка передач з подвійним зчепленням; 6 – Електродвигун; 7 – Електроніка

Рисунок 1.3 Електродвигун Porsche 918 Spyder

Електродвигун між двигуном внутрішнього згорання та коробкою передач

Найбільш поширеним у сучасному машинобудуванні є «четвертий» варіант установки електродвигуна. Аналіз цієї зміни в блоці керування показав можливість встановлення одного з двох типів електродвигунів, які відрізняються своїми функціональними показниками [7].

Перший тип функції полягає в тому, що електродвигун діє як стартер для двигуна внутрішнього згорання, балансуючи колінчастий вал і підтримуючи швидкість обертання двигуна. Цей електродвигун зазвичай має невеликі показники потужності (10 - 15 [кВт]) та ваги, тому його

закріплюють «нерухомо» на колінчастому валу двигуна за допомогою болтового або зубчастого з'єднання (див. рис. 1.4). У цьому випадку електродвигун не може забезпечити рух транспортного засобу лише на основі електричної тяги.

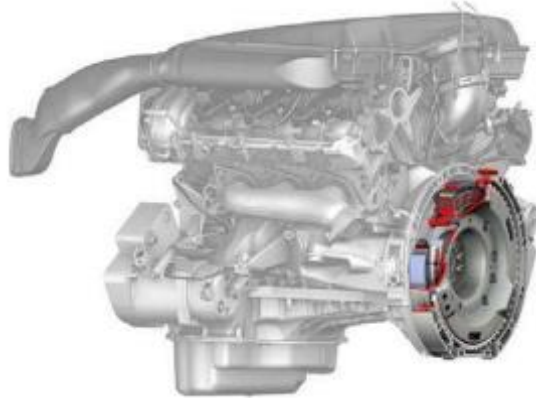
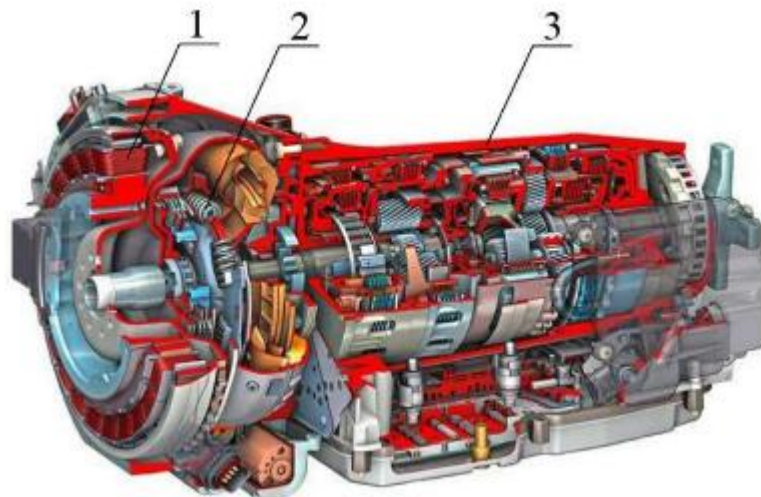


Рисунок 1.4 - Комбінована силова установка Mercedes-Benz S400

Щоб захистити трансмісію від динамічних навантажень, що створюються електродвигуном, розробники встановили між електродвигуном та коробкою передач ГКК (див. рисунок 1.5). Це означає, що в цьому випадку ГСС знижує рівень обертальних коливань виключно в трансмісії, які досягають вхідного вала коробки передач.



1. Електродвигун; 2- ГКК; 3. Коробка передач

Рисунок 1.5 - Розташування ГСС у трансмісії Mercedes-Benz S400

Недоліком компонування GCS є те, що обертальні коливання, що генеруються двигуном внутрішнього згоряння, безпосередньо впливають на електродвигун, через його «жорстке» положення на колінчастому валу.

Динамічні навантаження можуть спричинити механічні пошкодження, проблеми з керуванням та шум. Отже, надійність електродвигуна безпосередньо залежить від форм обертальних коливань та значень амплітуди збуджуючих імпульсів, що надходять від двигуна внутрішнього згоряння.

Для вирішення цієї проблеми розробники визначили функцію активного демпфування обертальних коливань за допомогою відповідного керування електродвигуном [8]. Отже, на прикладі електродвигуна Honda IMA (Integrated Engine Assist), розробники розробили програму для покращення якості роботи дизельного двигуна, усунення виникаючих вібрацій. Одна з особливостей цієї програми полягає в тому, що при збільшенні швидкості обертання колінчастого вала дизельного двигуна електродвигун негайно перемикається в рекуперативний режим, поглинаючи динамічні імпульси. Після зняття впливу потужності електродвигун перемикається в режим «допоміжного» режиму, допомагаючи таким чином двигуну внутрішнього згоряння та підтримуючи постійну швидкість колінчастого вала (див. рисунок 1.6). Таким чином, електродвигун гасить обертальні коливання, обмежує амплітуду збуджуючих впливів і водночас забезпечує надійність компонентів та конструкції блоку безперервної освіти в цілому.

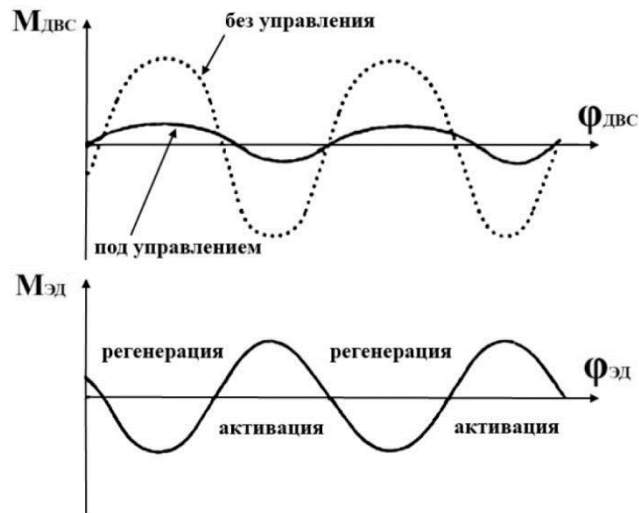


Рисунок 1.6 - Діаграма обертальних коливань двигуна внутрішнього згоряння та електродвигуна:

$M_{двс}$ - крутний момент двигуна внутрішнього згоряння, Нм; M_{ED} - крутний момент електродвигуна, Нм; $\phi_{двс}$ - кут повороту колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, у градусах;

ϕ_{ED} - Кут повороту ротора електродвигуна, радіани

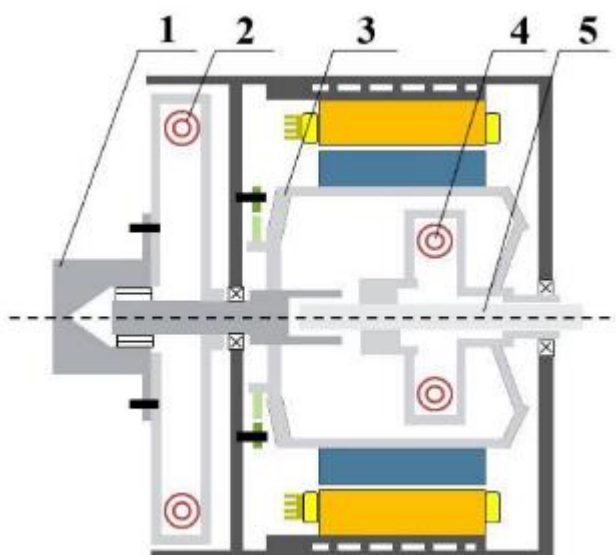
Другий тип комбінованої електростанції, про який ми згадували раніше, характеризується тим, що електродвигун має велику потужність і крутний момент. Цей електродвигун зазвичай оснащений зчепленням, яке дозволяє транспортному засобу рухатися виключно на електричній тязі. При роботі в умовах високого навантаження конструкція електродвигуна має контур рідинного охолодження. Ще однією особливістю є те, що конструкція має власний підшипниковий вузол, в якому встановлений ротор електродвигуна.

З точки зору інтеграції, «жорстка» установка електродвигуна цього типу на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння є недоцільною через його велику вагу та габарити. Збільшення маси на задньому кінці колінчастого вала значно знижує запас опору втомі, що вимагає посилення колінчастого вала дизельного двигуна та зміни його балансування.

Рекомендується розглядати цей варіант розміщення електродвигуна лише в тому випадку, якщо двигун внутрішнього згоряння є розроблюваною конструкцією, яка дозволяє розмістити велику інерційну масу на задньому кінці колінчастого вала. В інших випадках рекомендується підключати відповідний тип електродвигуна до двигуна через поворотний демпфер коливань.

Особливість розташування ГЦК між двигуном внутрішнього згоряння та електродвигуном полягає в тому, що правильне налаштування параметрів ГЦК захистить електродвигун і трансмісію від динамічних навантажень, створюваних двигуном внутрішнього згоряння. Недоліком є те, що електродвигун негативно впливає на трансмісію.

Щоб вирішити цю проблему, розробники Mercedes-Benz GCC ввели додаткову функцію в конструкцію електродвигуна, яка забезпечує створення гнучкого з'єднання між ротором електродвигуна та входним валом коробки передач (див. рисунок 1.7). Наявність другого ГКЦ забезпечує захист від вібрації та запобігає резонансним режимам роботи трансмісії колісного транспортного засобу [9].



1- Розподільний вал двигуна внутрішнього згоряння; 2- ГКК; 3- Ротор електродвигуна;

4. Додаткові країни Ради співробітництва арабських держав Перської затоки; 5 – Вхідний вал коробки передач

Рисунок 1.7 - Принципова схема електродвигуна Mercedes-Benz

Нещодавно на світовому автомобільному ринку з'явилася концепція розробки конструкцій без додаткового амортизаційного елемента, обмежена лише розміщенням ГЦК між двигуном внутрішнього згоряння та електродвигуном (див. рисунок 1.8). Динамічний аналіз навантаження досліджуваних конструкцій показав, що амплітуда обертальних коливань, що генеруються електродвигуном на холостому ході, не перевищує 1 Нм, а в режимах роботи під навантаженням амплітуда коливань становить менше 5% від значення переданого крутного моменту. Таким чином, на прикладі електродвигуна потужністю 80 [кВт], при передачі крутного моменту 319 [Нм], діапазон обертальних коливань становить 12 [Нм] (див. рисунок 1.9). Порівняння амплітудно-частотних характеристик двигуна внутрішнього згоряння та електродвигуна показало, що діапазон коливань двигуна внутрішнього згоряння при навантаженні 200 [Нм] (рисунок 1.10) значно більший за діапазон коливань електродвигуна при 12 [Нм].

Таким чином, ми робимо висновок, що з точки зору динамічного навантаження імпульси крутного моменту, що генеруються електродвигуном, не становлять суттєвої загрози для трансмісії колісного транспортного засобу. Це, у свою чергу, вплинуло на рішення розробників жорстко прикріпити ротор електродвигуна до приводного валу коробки передач. Єдина проблема в цьому випадку полягає в можливості резонансних режимів роботи. Хоча крутний момент електродвигуна невеликий, існує ризик виникнення небезпечної напруги в колісних компонентах транспортного засобу та порушення комфорту керування транспортним засобом. Оскільки розробники не встановили додатковий ГЦК на приводному валу коробки передач, що дозволяє прибрати резонансний режим з робочого діапазону частот, цю проблему можна вирішити, змінивши

параметри пружної інерції передачі. те саме. Необхідність з'ясування властивостей системи визначає важливість дослідницької роботи.

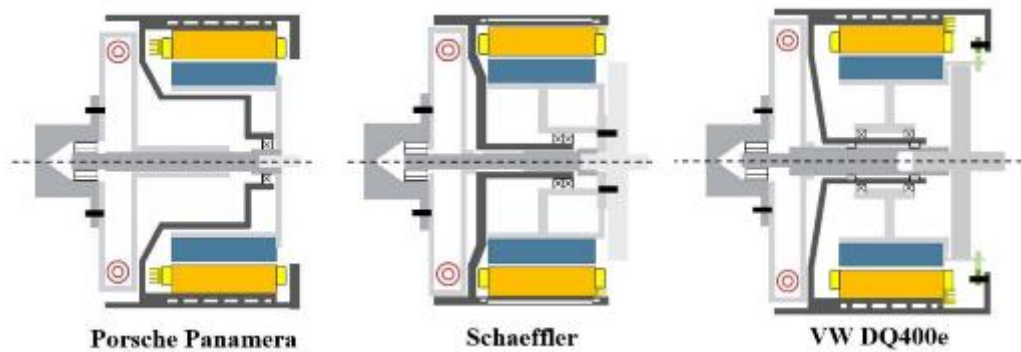


Рисунок 1.8 - Схеми проектування зарубіжних електродвигунів

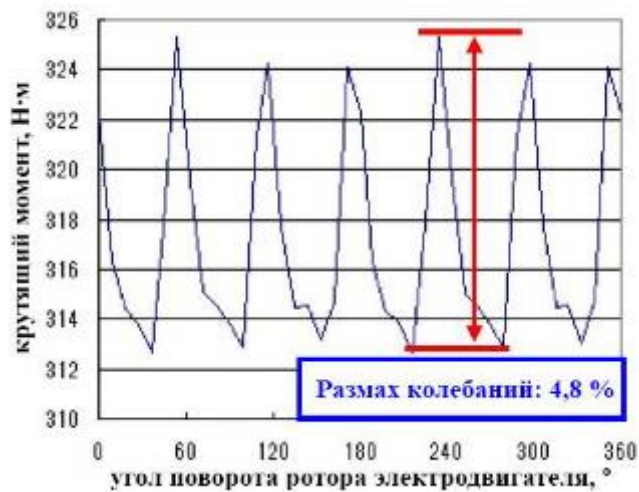


Рисунок 1.9 - Коливання крутного моменту електродвигуна

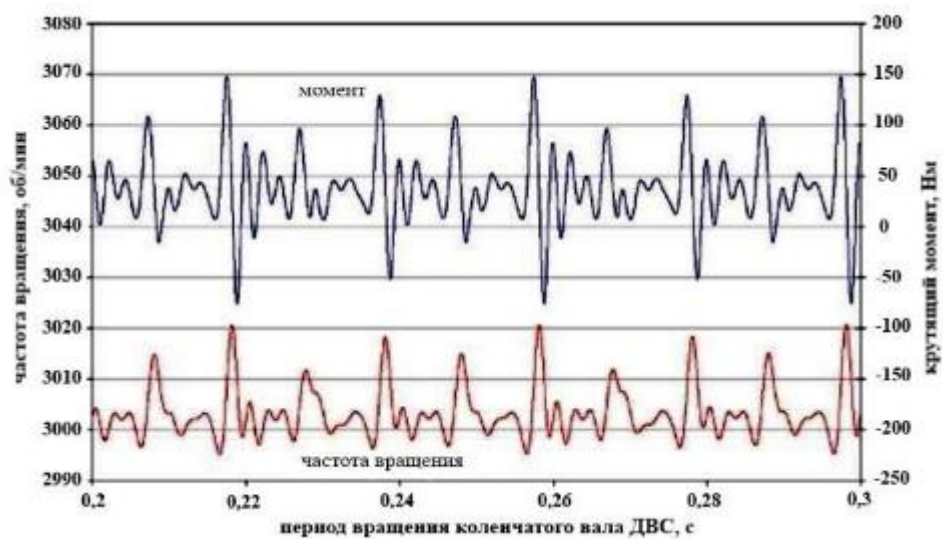


Рисунок 1.10 - Коливання крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння

Технічні характеристики електродвигунів, на основі яких було проведено структурний аналіз, наведено в таблиці. 1.

Таблиця 1 - Технічні характеристики електродвигунів КЭУ

	Honda IMA (№1*)	Mercedes Benz S400 (№1*)	VW DQ400e (№2**)	Porsche Panamera (№2**)	Mercedes Benz (№2**)	Schaeffler (№2**)	Porsche 918 (№2**)
Максимальна потужність, кВт	10	15	80	70	20	80	115
Максимальний крутний момент, Нм	78	160	330	310	250	280	375
Максимальна швидкість обертання, [хв-1]	5000	6500	7000	7000	–	7000	9150
Зовнішній діаметр статора, мм	315,5	–	270	299,85	–	270	–
Внутрішній діаметр ротора, мм	188	–	182	195	–	182	–
Осьовий розмір, мм	69	65	126	82,05	–	115	110,8
Система охолодження	повітряна	повітряна	рідинна	рідинна	рідинна	рідинна	рідинна

Примітка * - Перший тип електростанцій комбінованого циклу;

** - Другий тип електростанцій комбінованого циклу.

Порівняльний аналіз конструкцій зарубіжних електродвигунів, спрямований на пошук потенційних проблем, пов'язаних з динамічним навантаженням транспортного засобу, пов'язаним з інтеграцією електронного блоку керування в трансмісію, не визначив єдиного методу вирішення проблем вібраційного навантаження. У зв'язку з цим, хотілося б наголосити на важливості вивчення коливальних процесів у динамічних системах колісних транспортних засобів за допомогою КСУ. Таким чином, з наведених у 1.7 та 1.8 прикладів перспективних електродвигунів немає

конкретного розуміння необхідного розташування демпферів крутильних коливань. Характер необхідних змін, пов'язаних зі зниженням вібраційного навантаження на агрегати трансмісії в транспортному засобі з агрегатами СЕУ, може бути визначений на основі результатів динамічних розрахунків. Необхідність вирішення цього питання на ранніх етапах процесу проектування, а не під час процесу перевірки проекту, диктує необхідність дослідницької роботи.

1.2. Основні методи вібраційного захисту. Принципи динамічного демпфування механічних коливань

Впровадження комбінованих силових установок, прагнення підвищити продуктивність транспортних засобів, швидкість та розгін залежно від потужності, навантаження та інших експлуатаційних характеристик, неминуче призводить до зміни динамічного навантаження транспортного засобу на колеса.

У свою чергу, методи захисту від вібрації дуже різноманітні. Вибір заходів щодо зниження вібраційної активності значною мірою визначається характером джерела вібрації. У випадках, коли неможливо вплинути на джерело вібрації, використовуються різні технічні засоби для зменшення передачі вібрації та усунення її шкідливого впливу на досліджуваний об'єкт.

Таким чином, серед заходів, спрямованих на зниження вібраційної активності, можна виділити такі основні методи [10]:

Зменшення вібраційної активності джерела – зниження рівня механічного впливу, що спричиняється джерелом;

Захист кузова від внутрішніх коливань – зміна конструкції кузова, за якої механічні дії викликають менш інтенсивні коливання кузова або його окремих частин;

Віброізоляція – встановлення додаткової системи між кузовом та джерелом, що захищає кузов від механічних впливів з боку джерела;

Динамічне гасіння коливань — приєднання до об'єкта додаткової механічної системи для зміни його коливань.

Активне гасіння вібрацій – використання додаткового джерела вібрацій, яке створює коливання такої ж амплітуди, але в протилежній фазі.

Зменшити коливальну активність джерела. Коливання, що генеруються джерелом, поділяються на дві групи. Перша включає різні фізичні та хімічні процеси, що відбуваються біля джерела: процеси горіння в реактивних двигунах та двигунах внутрішнього згорання [11, 12], електромагнітні явища в двигунах та генераторах, різні технологічні процеси (наприклад, процес різання металу [13] на металорізальних верстатах тощо). Зниження коливальної активності цієї групи факторів пов'язане зі змінами параметрів фізичних та хімічних процесів і може бути досягнуто в кожному окремому випадку [14].

Другий набір проміжних факторів стосується рухомих об'єктів. Рух тіл усередині джерела (обертання механізмів колінчастого вала в двигунах внутрішнього згорання, обертання роторів електродвигунів, рух ланок механізму) супроводжується виникненням динамічних ланок взаємодії, що з'єднують джерело з тілом. У цьому випадку зменшення коливальної активності джерела означає зменшення динамічних реакцій рухомих тіл на те, що називається рівновагою.

Змініть дизайн об'єкта. Існує два методи зменшення механічних коливань, які є спільними для всіх механічних систем. Перше — усунути явище резонансу. Якщо об'єкт має лінійні властивості, завдання зводиться до зміни його частот. Для нелінійних об'єктів повинні бути виконані умови відсутності резонансу, обговорені в [15]. Другий спосіб полягає у збільшенні розсіювання механічної енергії в тілі. Доцільність використання цього методу для дослідження демпфуючих властивостей конструкційних елементів виробів описана в [16, 17].

Віброізоляція. Ефект віброізоляції зводиться до ослаблення зв'язків між джерелом та об'єктом, тим самим зменшуючи динамічні дії, що передаються на

об'єкт. Слабкі ланки зазвичай супроводжуються появою небажаних явищ: збільшення статичного зміщення тіла відносно джерела, збільшення амплітуди відносних коливань та збільшення розмірів системи. Віброізоляція є ефективним методом балансування в деяких випадках [18]. Найпростішим прикладом віброізоляції може бути встановлення вібраційного обладнання на гнучкі елементи.

Внаслідок зростання споживчого попиту на комфорт водіння, багато компаній почали широко використовувати у своїх транспортних засобах новий клас гасників коливань – гідравлічні опори [22, 23], які являють собою комбінацію однієї або кількох гумових опорних пружин та щонайменше двох камер, між якими демпфуюча рідина циркулює по спеціально розробленому каналу.

Динамічне гасіння коливань. Динамічний вогнегасник, прикріплений до об'єкта, створює додаткові динамічні дії, які застосовуються до об'єкта в точках кріплення вогнегасника. Динамічне демпфування досягається шляхом визначення параметрів демпфування таким чином, щоб ці додаткові дії частково збалансували динамічні дії, що збуджуються джерелом. У найпростішому випадку динамічний демпфер коливань являє собою масу, прикріплену до тіла, захищеного пружним елементом, і коливається в протифазі до сили збудження так, що вплив останньої на основну масу повністю компенсується реакцією сили збудження. Гнучке зчеплення для додаткової маси.

Слід зазначити, що вищезгадані основні методи зниження вібраційної активності транспортних засобів знайшли широке застосування в проектуванні транспортних систем різного призначення, зокрема, колісної та гусеничної техніки. Зокрема, розроблені та використовуються різні методи балансування газових та інерційних сил у двигунах внутрішнього згорання (зниження коливальної активності джерела), а також різні амортизатори, включаючи регульовані для автомобілів, тракторів тощо. Віброізоляція в підвісці (модифікація конструкції об'єкта), кузовах та кабінах транспортних засобів. Динамічні гасники коливань широко використовуються в автомобільних

трансмісіях, що підтверджується роботами багатьох відомих авторів [24, 25].

Нижче наведено основні принципи динамічного гасіння коливань.

Як відомо, метод динамічного гасіння коливань передбачає приєднання додаткових пристроїв до тіла, що гасить коливання, для зміни його вібраційного стану [26]. Робота динамічних вогнегасників заснована на формуванні силових впливів, що передаються на тіло.

Коли встановлено динамічний демпфер, коливальний стан об'єкта можна змінити, перерозподіляючи коливальну енергію від об'єкта до демпфера, а також збільшуючи розсіювання коливальної енергії.

Перший метод реалізується шляхом зміни параметрів системи об'єкт-демпфер відповідно до частот активних коливальних збурень та коригування пружно-інерційних властивостей системи. У цьому випадку пристрої, що кріпляться до корпусу вогнегасника, називаються динамічними інерційними або антивібраційними вогнегасниками. Інерційні демпфери використовуються для придушення моногармонічних та вузькосмугових випадкових коливань.

При впливі вібраційних навантажень у широкому діапазоні частот кращим є другий метод, який базується на підвищенні дисипативних властивостей системи шляхом приєднання до об'єкта додаткових спеціально демпфуючих елементів. Динамічні гасники дисипативного типу називаються амортизаторами або гасителями коливань.

Також можливо використовувати комбіновані методи динамічного демпфування, які використовують одночасну корекцію пружних, інерційних та дисипативних властивостей системи. Вогнегасники, що використовуються в цьому випадку, називаються вогнегасниками динамічного фрикційного типу.

Активне гасіння вібрацій. Динамічні вогнегасники можуть бути конструктивно розроблені на основі пасивних елементів (інерційні маси, пружини, амортизатори) та активних елементів з власними джерелами енергії.

В останньому випадку йдеться про використання систем автоматичного керування зі зворотним зв'язком, які використовують електричні, гідравлічні та пневматичні елементи керування. У роботах [11, 12] запропоновано класифікацію керованих антивібраційних систем (КАС), згідно з якою активні антивібраційні системи (ААС) є однією з трьох груп антивібраційних систем. Дві інші групи - це НА зі змінними параметрами та НА зі змінною структурою. В АВС виконувані елементи безпосередньо впливають на захищений об'єкт. У системах віброзахисту зі змінними параметрами виконавчі механізми працюють на пасивних елементах (маса, пружина, амортизатор). У вібраційних системах зі змінною структурою можливо змінювати послідовність зачеплення різних ланок. Існують системи АВС з керуванням збуреннями (силовими або кінематичними), системи АВС з керуванням риханням (зворотний зв'язок по прискоренню, швидкості та переміщенню) та саморегульовані системи АВС.

Використання активних елементів розширює можливості динамічного гасіння коливань, оскільки дозволяє безперервно змінювати параметри функції динамічного гасіння активних збурень, таким чином здійснюючи демпфування за змінних умов вібраційного навантаження. Подібні результати можна отримати, використовуючи пасивні пристрої з нелінійними характеристиками.

1.3 Мета та завдання дослідження

На основі аналізу опублікованих робіт з даної проблеми було сформульовано мету запропонованої роботи – розробка методу прогнозування динамічного навантаження трансмісій транспортних засобів, оснащених комбінованою силовою установкою, та визначення параметрів гасників крутильних коливань.

Автомобіль, споряджена маса якого становить 2975 кг, оснащений бензиновим двигуном V8 з турбонаддувом, електродвигуном потужністю 80

кВт та 9-ступінчастою планетарною автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора. На рисунку 1.16 наведено загальну принципову схему трансмісії автомобіля.

В рамках дослідницької роботи необхідно визначити оптимальне розташування демпфера крутильних коливань у трансмісії транспортного засобу з КЕУ (див. рис. 1.17), враховуючи особливості роботи електродвигуна як додаткового джерела потужності та кінетичного ефекту, та особливості динамічного навантаження автоматичної коробки передач без гідротрансформатора, як правило, без низькочастотного фільтра крутильних коливань трансмісії.

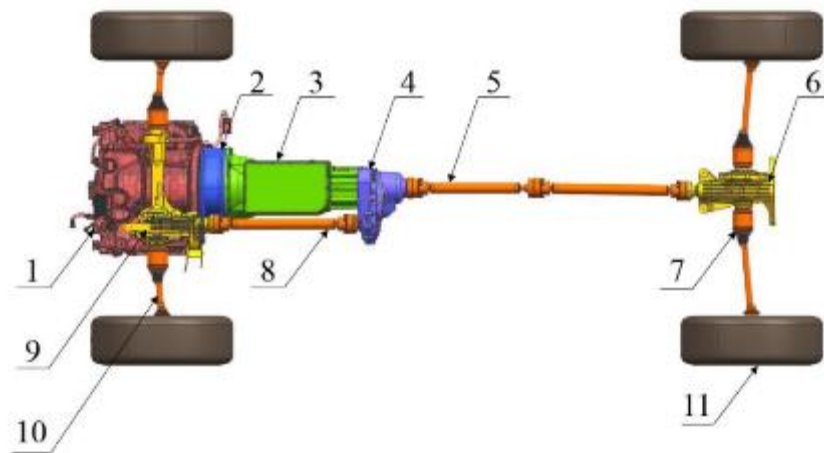


Рисунок 1.16 - Схема трансмісії досліджуваного транспортного засобу

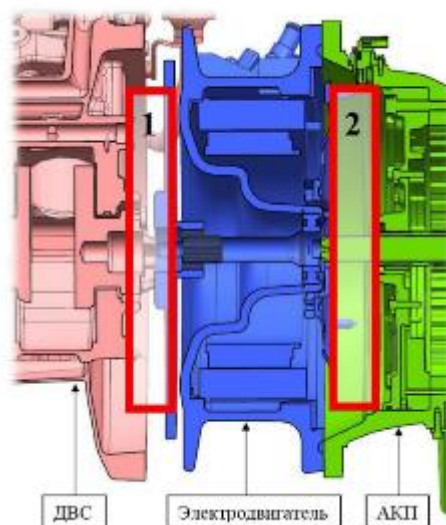


Рисунок 1.17 - Концепція розташування демпфера крутильних коливань у трансмісії транспортного засобу з блоком СЕУ: 1 - між двигуном внутрішнього згорання та електродвигуном; 2. Без гідротрансформатора між електродвигуном та автоматичною коробкою передач.

В рамках наукового дослідження будуть обговорені такі питання:

1. Теоретичне дослідження динамічного навантаження механічної системи:

- Дослідити вплив гармонійних складових крутного моменту силової установки на механічну систему транспортного засобу за допомогою центрального блоку керування;

- Розробка імітаційної моделі динамічних процесів у двигуні з модулем безперервної освіти;

- Вивчити вплив інерційних та пружно-дисипативних коефіцієнтів переносу на коливання механічної системи;

- Визначити параметри та методи проектування для зменшення динамічного навантаження механічної системи транспортного засобу за допомогою модуля безперервної освіти;

2. Розробка комплексу інформаційно-вимірювального обладнання;

3. Експериментальне дослідження динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ»;

4. Узагальнити результати дослідження, розробити метод прогнозування динамічного навантаження трансмісії транспортного засобу з використанням модулів безперервного навчання та скоригувати імітаційну модель на основі експериментальних результатів.

2 Критерії оцінки динамічного навантаження системи на основі рівня вібраційного прискорення

Надійність конструкції визначається коефіцієнтом запасу міцності переданого навантаження, перевищення якого призводить до утворення небезпечних напружень у деталях передачі та їх передчасного виходу з ладу.

Однак, для планетарних редукторів з фрикційними елементами керування здатність передавати як крутний момент, так і його змінні складові обмежена коефіцієнтом тертя β у фрикційних муфтах [27]. Якщо динамічні імпульси, що надходять від силової установки, перевищать допустиме значення, це призведе до прослизання фрикційного блоку, максимальна амплітуда якого обмежена силами тертя між дисками, в результаті чого відбувається перетворення механічної енергії в теплову.

Для зниження температури поверхні дисків значення коефіцієнта тертя має бути малим, близьким до одиниці. Крім того, коли йдеться про автоматичне керування коробкою передач, низьке значення резерву зчеплення дозволяє точніше керувати електромагнітними клапанами гідравлічної системи керування коробкою передач, забезпечуючи таким чином плавне перемикання передач. В автоматичному режимі. Спосіб транспортування.

Таким чином, коефіцієнт запасу зчеплення, передбачений у конструкції автоматичної коробки передач, визначає оптимальне теплове навантаження на фрикційні елементи керування, динамічне навантаження на елементи передачі та плавність зчеплення фрикційних елементів. Зчеплення, блок керування трансмісією (БКП) Допустимий рівень кутового прискорення основних елементів системи автоматичної коробки передач [28].

Розрахунок працездатності фрикційних дисків за діаметром дозволяє визначити максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас, що подаються до автоматичної коробки передач. Водночас, цей параметр може бути використаний не лише як діагностичний інструмент впливу вібрації, але й як критерій для оцінки динамічного навантаження на трансмісію.

Аналіз процесу ковзання фрикційних дисків [29] показує, що у другому періоді ковзання момент M_{ϕ} , що розвивається муфтою, збільшується до максимального значення, коли диски повністю замкнуті (див. рис. 2.1).

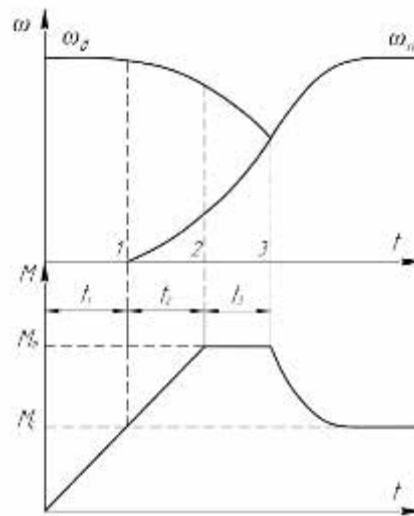


Рисунок 2.1 - Діаграма процесу прослизання зчеплення: M_{ϕ} - максимальний крутний момент, що розвивається зчепленням; M_K - момент опору руху; ω_n - кутова швидкість вала двигуна внутрішнього згоряння; ω_n - кутова швидкість обертання ведучого вала муфти; t_1, t_2, t_3 - час відповідного періоду ковзання

Згідно з наведеною діаграмою (див. рис. 2.1), момент M_{ϕ} , що розвивається з'єднанням, визначається формулою (6).

$$M_{\phi} = M_{\partial} + J_{\partial} \cdot \varepsilon_{\partial}, \quad (6)$$

де: M_{∂} - крутний момент двигуна внутрішнього згоряння, [Н·м];

$M_{\phi} = \beta \cdot M_{\partial}$ - максимальний крутний момент, що створюється зчепленням, [Н·м];

β - коефіцієнт запасу зчеплення;

J_{∂} - момент інерції рушійних елементів ланки, [кг·м²];

ε_{∂} - кутове прискорення інерційних мас, [рад/с²].

Таким чином, враховуючи процес ковзання під час повної передачі крутного моменту, максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас визначається за формулою (7).

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{M_{\partial} \cdot (\beta - 1)}{J_{\partial}} \quad (7)$$

Враховуючи максимальний крутний момент двигуна V8, момент інерції елементів трансмісії та рекомендоване значення коефіцієнта запасу зчеплення для фрикційних зчеплень, що змащуються маслом, допустиму межу кутового прискорення інерційних мас досліджуваної механічної системи було встановлено на рівні $\varepsilon d = 1250$ [рад/с²]. .

Це значення береться як цільовий параметр під час зміни властивостей GCC та встановлення допустимої межі динамічного навантаження для передачі.

2.1 Оцінка впливу роботи електродвигуна на динамічне навантаження трансмісії

Для оцінки впливу змінних складових крутного моменту, що генерується електродвигуном, на динамічне навантаження трансмісії було проведено спектральний аналіз крутного моменту при номінальній частоті електродвигуна $n=2200$ хв⁻¹ (дивіться рис. 2.2).

Спектральний аналіз моментів ЕД виконується на основі аналізу функції моментів ЕД як функції часу. Для забезпечення необхідної точності частоти під час визначення миттєвої спектральної щільності використовується апроксимація функції, показаної в 2.2а. Було складено таблицю даних (дискретні значення) та визначено коефіцієнти тригонометричного ряду, що відповідають гармонікам моменту електродвигуна.

Зі спектра крутного моменту видно, що частоти гармонік ДВЗ відповідають 55-й (2034 [Гц]), 110-й (4068 [Гц]) та 330-й гармонікам двигуна внутрішнього згорання, а амплітуда гармонічних складових крутного моменту дорівнює. Таким чином, до 5, 2 [нм], 4,5 [нм] та 2,5 [нм] (див. рисунок 2.2b) у розглянутій системі резонанс не може бути викликаний. Обробку виконували у програмному пакеті Power-Graph Professional 3.3.8,

який призначений для статистичної обробки результатів розрахунків або вимірювань.

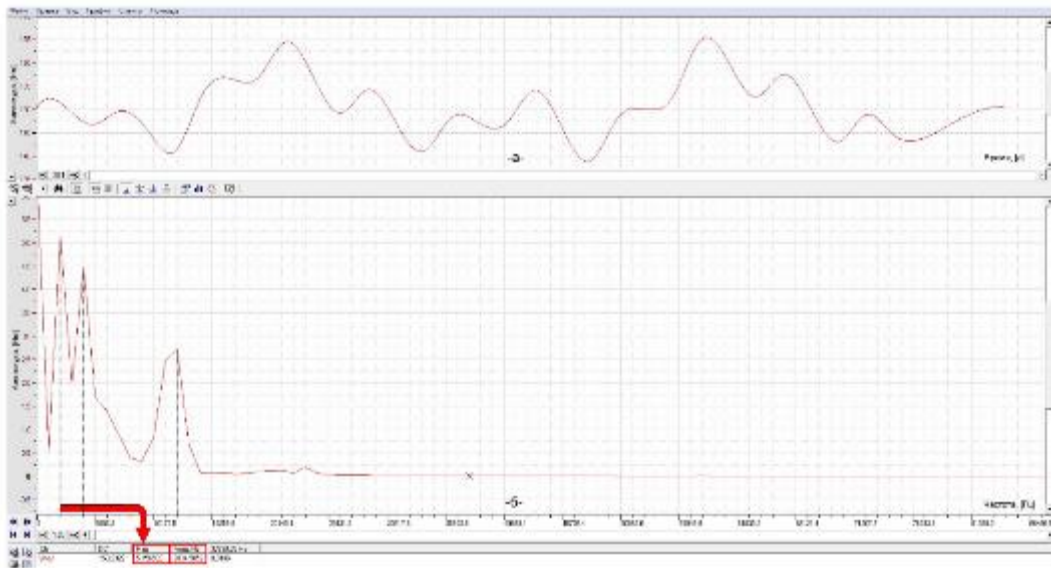


Рисунок 2.2 – Спектральний аналіз крутного моменту електродвигуна:

Частина діаграми коливань функції крутного моменту від часу електродвигуна; **б** – Спектр крутного моменту електродвигуна при номінальній швидкості $n=2200$ хв-1.

2.2 Визначити динамічне навантаження системи в заданих режимах

Динамічне навантаження визначається на основі імітаційного моделювання динаміки п'ятиблочної системи в усталених режимах роботи. Систему диференціальних рівнянь наведено нижче (8).

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_1 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M(t) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + b_2 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_1 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + b_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + c_1 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + c_3 \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + c_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_4 \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

де: J_1 - момент інерції, що надається обертовим частинам двигуна внутрішнього згорання, включаючи момент інерції фланця;

J_2 - момент інерції обертових частин електродвигуна.;

J_3 - момент інерції обертових частин передається першій планетарній шестерні автоматичної коробки передач.;

J_4 - момент інерції передається обертовим частинам другої планетарної передачі в автоматичній коробці передач.;

J_5 - момент інерції передається обертовим частинам другої планетарної передачі в автоматичній коробці передач.;

b_1 - коефіцієнт дисипації ГКК між маховиком двигуна внутрішнього згоряння та ротором ЕД;

b_2 - коефіцієнт втрат енергії у гнучкому кінематичному зв'язку з ротором ЕД та АКП;

c_1 - потужності ротора ЕД;

c_2 - жорсткість вхідного вала автоматичної коробки передач;

c_3 - жорсткість вхідного вала та гільзи циліндра автоматичної коробки передач.;

c_4 - жорсткість карданних валів та піввісок;

$\varphi_1 \dots \varphi_5, \varphi_1' \dots \varphi_5', \varphi_1'' \dots \varphi_5''$ - узагальнені координати та відповідні до них похідні за часом;

$M(t)$ - неочікуваний момент, створений КЕУ.

Дослідження було проведено з використанням п'ятиблочної моделі в програмному пакеті LMS Imagine.Lab Wheel Torque Management Solution.

На рисунку 2.3 зображено блок-схему програми для розрахунку динаміки механічної системи, де джерелом збурюючого впливу на п'ятиблочну модель «ДВЗ - ЕД - РМ1 - РМ2 - ТС» є змінні складові двигуна внутрішнього згоряння та крутний момент електродвигуна [33]. Під час моделювання двигун розігнався до 500 за 20 секунд [хв⁻¹] до 6000 [хв⁻¹].

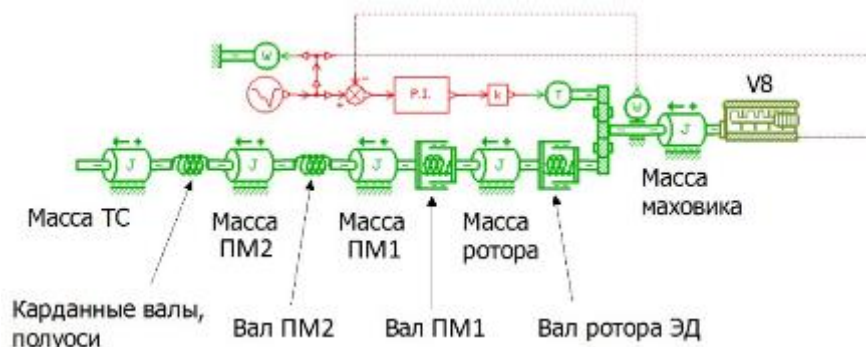


Рисунок 2.3 — Блок-схема програмного забезпечення для розрахунку параметрів системної динаміки.

Результати моделювання представлені у вигляді зрізів графіків коливань, що показують зміну прискорення (рисунок 2.4), а також тривимірний амплітудно-частотного спектру для кожної основної гармоніки двигуна при роботі на першій швидкості (рисунок 2.5).

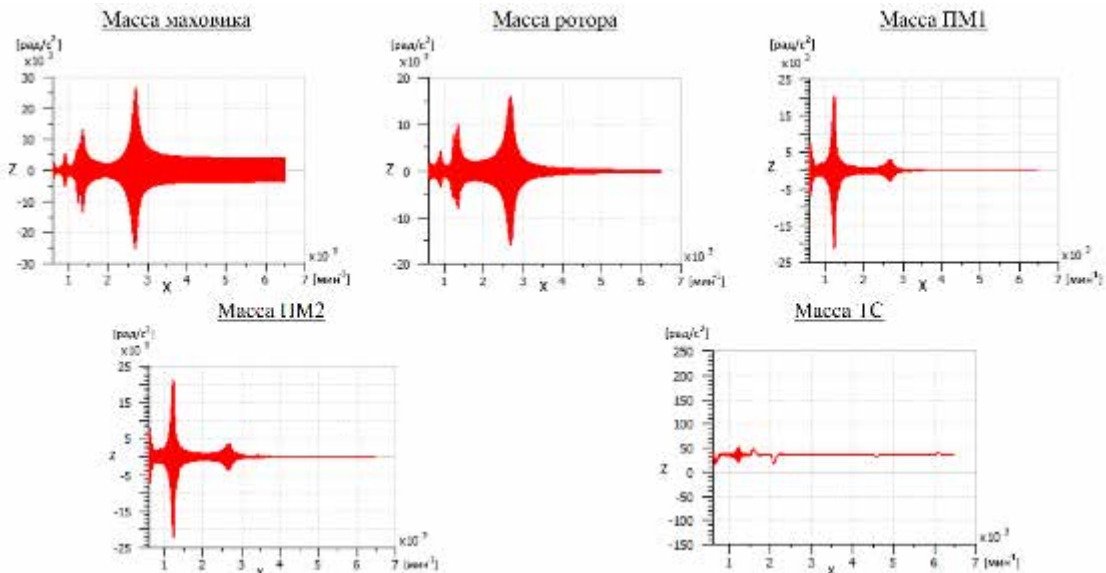


Рисунок 2.4 – Частици діаграм коливань, що характеризують зміну прискорення в першому редукторі: вісь Z – кутове прискорення, $[\text{рад}/\text{с}^2]$; Вісь X - швидкість обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання, $[\text{хв}^{-1}]$

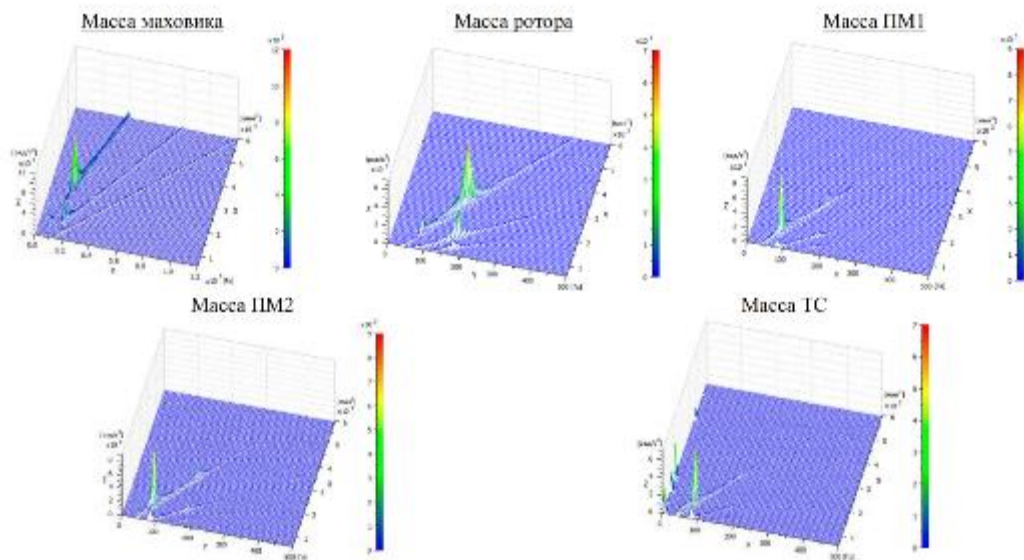


Рисунок 2.5 - 3D частотно-амплітудний спектр на першій передачі: вісь X - швидкість обертання колінчастого вала двигуна, [хв-1], вісь Y - частота коливань, [Гц], вісь Z - кутове прискорення, [рад/с²]

Таблиця 6 - Результати обробки даних, отриманих в результаті дослідження динамічного навантаження транспортного засобу з блоком СЕУ згідно зі спектральною діаграмою

№ передачі	Кутове прискорення інерційних мас, [рад/с ²]				
	Маховик ДВЗ	Ротор ЕД	ПМ1	ПМ2	ТЗ
1	12000	7000	9000	9000	7,0
2	12000	7000	2500	2500	3,5
3	12000	7000	4000	4500	5,0
4	12000	5000	30000	4000	5,0
5	12000	7000	3500	2000	5,0
6	12000	7000	800	900	2,0
7	12000	6000	5000	1200	2,5
8	12000	6000	20000	800	1,2
9	12000	6000	3000	600	2,0
3X	10000	6000	5500	6000	5,0

З наведених вище даних видно, що рівень вібраційного навантаження всіх блоків, крім п'ятого блоку (який імітує автомобіль), перевищує допустиму межу 1250 у два-двадцять чотири раз [рад/с²].

3 Експериментальне дослідження

3.1. Мета та завдання експериментального дослідження

На основі результатів теоретичного дослідження динаміки механічної системи розроблено імітаційну модель динамічних процесів у трансмісії з варіаторною коробкою передач, яка дозволяє прогнозувати вібраційне навантаження трансмісії автомобіля та визначати параметри затухаючих коливань кочення з ранніх стадій проектування конструкції.

Мета пілотного дослідження полягає в тому, щоб:

- Експериментальне визначення динамічного навантаження трансмісії відповідно до обраних режимів руху;
- Порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень динамічних транспортних навантажень;
- Оцінити обґрунтованість припущень, що містяться в розрахунковій моделі, та внести зміни та перевірити їх на основі результатів експерименту з імітаційною моделлю.

Тестовий автомобіль оснащений 9-ступінчастою автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора або підрульового перемикача передач, що поєднує в собі бензиновий двигун V8 з турбонаддувом та електродвигун потужністю 80 кВт.

Оскільки, згідно з результатами моделювання досліджуваної системи, було прийнято рішення встановити ГЦК між двигуном внутрішнього згоряння та двигуном внутрішнього газорозподільного механізму із запропонованими пружно-інерційними характеристиками, що дозволяє зокрема зменшити динамічне навантаження. Якщо потужність електродвигуна в 4-17,5 разів вища, то при оцінці конструктивних можливостей та організації розташування вогнегасника в маховику двигунів внутрішнього згоряння був обраний двомасовий маховик від GKK. (Цифровий мультиметр) (див. рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 - Двомасовий маховик

Двоблочна машина (див. рис. 3.2) складається з двох дисків з підшипником в основі [30, 31]. Перший диск встановлений на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння та має кільце для кріплення стартера, а другий диск кріпиться до ротора електродвигуна. Система пружинних демпферів встановлена між дисками. Диски мають здатність обертатися один відносно одного, а пружини зменшують шум і вібрацію, що виникають під час роботи двигуна внутрішнього згоряння.

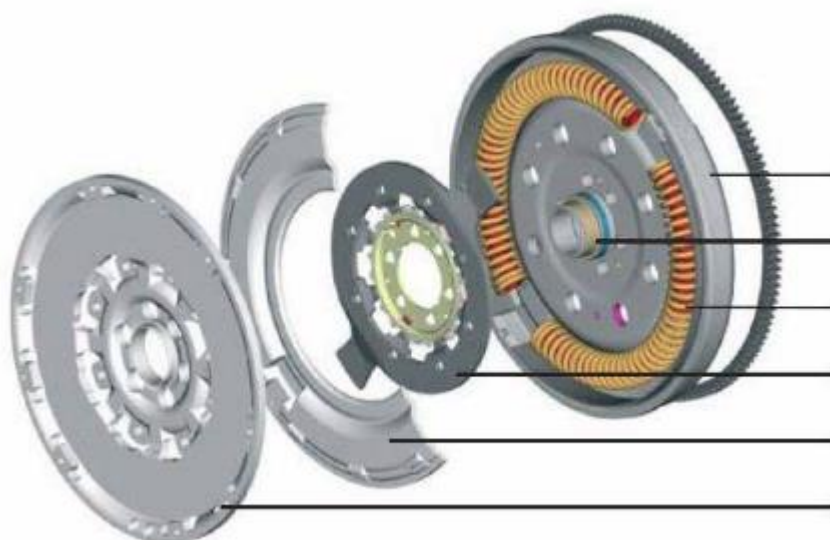


Рисунок 3.2 - Компонування двомасової машини

3.2. Визначте характеристики двомасового маховика.

Перед встановленням цифрового мультиметра (DMM) у трансмісію випробувального автомобіля та проведенням дорожніх випробувань виконується серія вимірювань для визначення:

- Крутіння пружин двомасового маховика;
- Момент інерції машини з подвійною масою.

Під час визначення жорсткості пружин на кручення кут повороту першої інерційної маси двомасового маховика отримують при його навантаженні крутним моментом, який поступово зростає до 1000 Нм відносно другої нерухомої маси. Графік жорсткості на кручення цифрового мультиметра показано на рисунку 3.3.

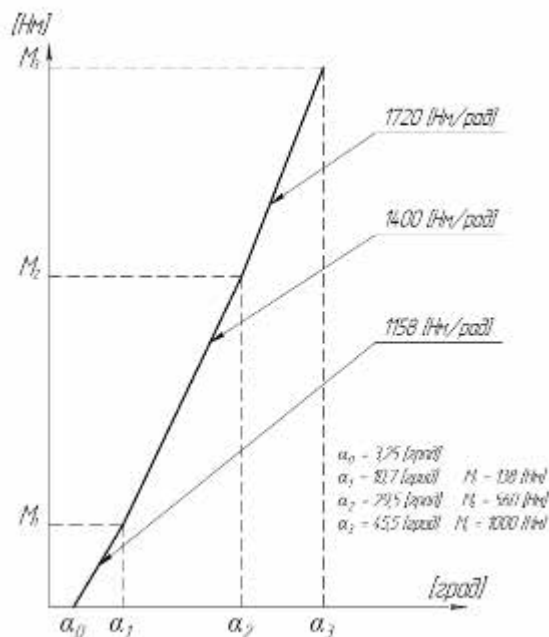


Рисунок 3.3 - Характеристики міцності на кручення цифрового мультиметра

Згідно з результатами вимірювань, було отримано прогресивну характеристику, що складається з трьох різних зон твердості. Отримані значення відповідають значенням, зазначеним у проекті, та не перевищують допустимого значення 3000 нм/радіан.

Найпоширенішим методом визначення моменту інерції цифрового мультиметра є накачування корпусу в двопровідному підвісі.

У цьому випадку двомасовий маховик розміщувався на однаковій відстані від болтів, що проходять через центр ваги осі обертання [39]. Знаючи довжину дроту, відстань між осями дроту та малий кут повороту тіла, необхідний момент інерції визначається за формулою (11).

$$J = \frac{T^2 \cdot a^2 \cdot Q}{16 \cdot \pi^2 \cdot l}, \quad (11)$$

де: J - момент інерції тіла, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

T - період ковзної середньої 50-100, с;

l - довжина дроту, м;

a - міжосьова відстань дротів, м;

Q - вага тіла, Н.

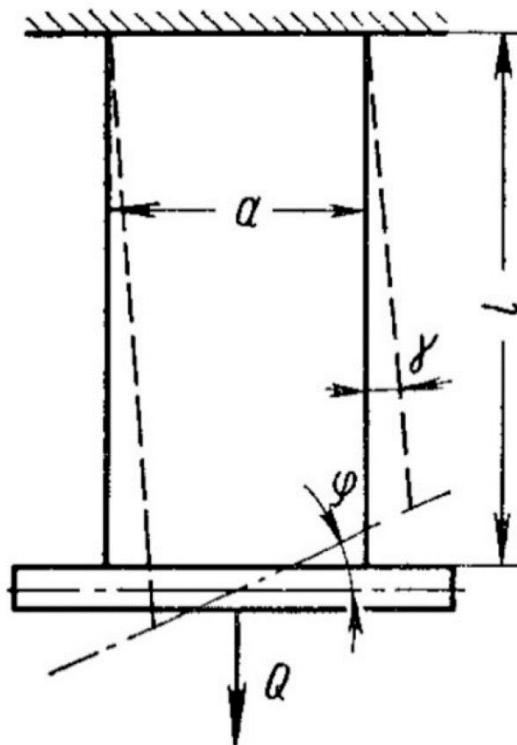


Рисунок 3.4 — Результати експериментального визначення моменту інерції цифрового мультиметра.


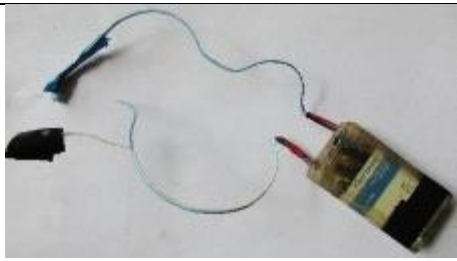


Згідно з результатами вимірювання, момент інерції цифрового лічильника становить: $J=0,137$ [кг·м²], де — момент інерції початкової маси $J_1=0,122$ [кг·м²], і той, що був у використанні $J_2=0,015$ [кг·м²].

3.3. Комплекс реєструючих та вимірювальних приладів

Відповідно до завдань, поставлених у дисертації, для експериментальної оцінки динамічного навантаження системи [32] було підготовлено комплект реєструючих та вимірювальних приладів, склад яких представлено в таблиці. 11.

Таблиця 11 - Встановлення реєструючого та вимірювального обладнання

№	Обладнання	Зображення	Призначення
1	Плата АЦП L-E14-440,		Запис вимірних параметрів
2	Перетворювач частоти живлення (PFC)		Вимірювання деформації механічно з'єднаних елементів
3	ЕСF350-3НА-В – Деформаційні вимірювачі		Підсилення, перетворення та безконтактна передача сигналу від тензодатчиків до приймачів

4	Приймач T01-2		Приймати сигнали від передавача та надсилати їх на реєструючий та вимірювальний пристрій.
5	Акумуляторна батарея T01-5		Джерело живлення для тензодатчика та передавача
6	Датчик частоти пульсу IC-445		Визначте швидкість карданного валу
7	Датчик швидкості вхідного валу автоматичної коробки передач/розподільний вал двигуна внутрішнього згоряння (2 шт.)		Визначте швидкість обертання вала

На рисунку 3.5 зображено схему встановлення на об'єкті реєструючих та вимірювальних приладів для вимірювання досліджуваних параметрів.

Як первинні датчики крутного моменту використовувалися тензодатчики ECF350-3HA-B-(11)-N1-SP, приварені до задньої колони згідно з повною схемою [33].

Тензорний підсилювач (далі - тензорний підсилювач) використовується для безконтактного посилення, перетворення та запису сигналів тензорного опору та передачі на пристрій для вимірювання (див. рисунок 3.6).

Принцип дії підсилювача напруги базується на перетворенні сигналу напруги мосту в модульовані частотні імпульси та передачі їх від тіла, що

обертається, до нерухомого тіла через електростатичний зв'язок (конденсатор).
Функціональна схема підсилювача напруги показана на рисунку 3.7.

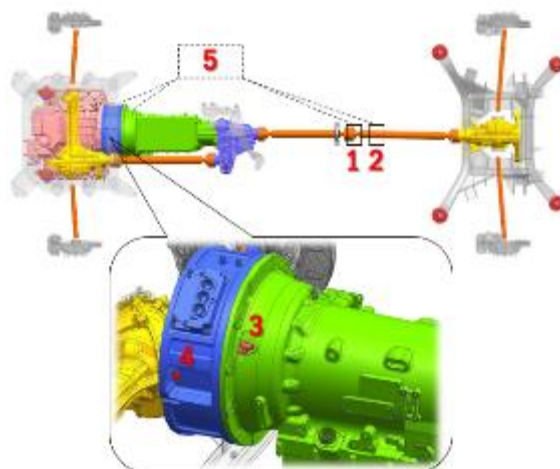


Рисунок 3.5 - Схема встановлення каротажно-вимірювальних приладів:
1 - імпульсний датчик частоти обертання свердловини ІС-445; 2 – дистанційний підсилювач напруги ТТ01 у буриньній установці; 3 – Датчик швидкості обертання вхідного валу автоматичної коробки передач; 4 - Датчик швидкості обертання коліс дизельного двигуна; 5 - плата АЦП L E14-440

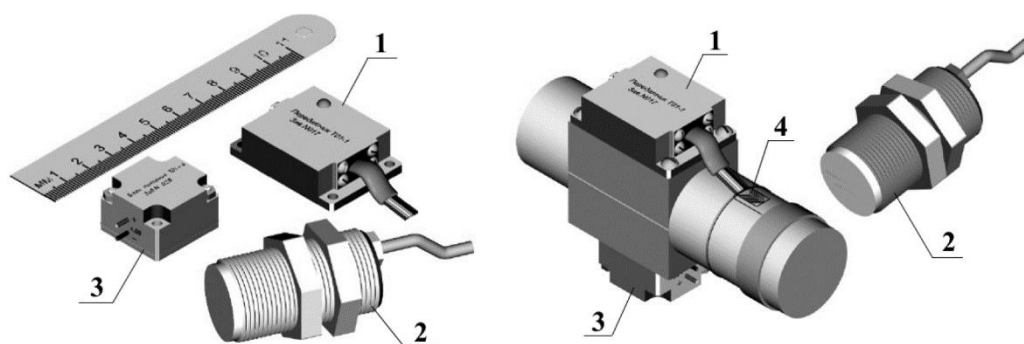


Рисунок 3.6 - Зарядний пристрій для телеметрії ТТ01: 1 - Передавач Т01-1; 2 - Приймач Т01-2; 3- Акумуляторна батарея Т01-5; 4 - Розмір

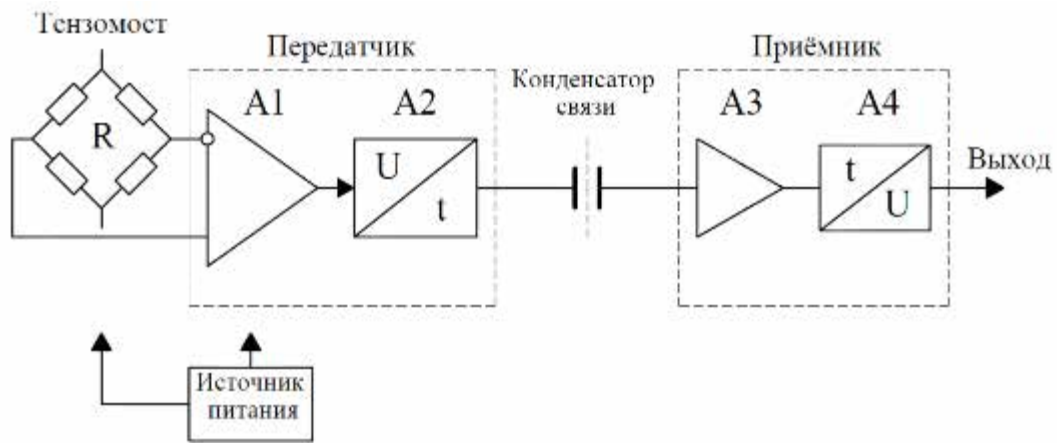


Рисунок 3.7 - Функціональна схема підсилювача тензодатчика

Згідно з наданою функціональною схемою тензометричного підсилювача, сигнал незбалансованості тензометричного мосту R підсилюється підсилювачем передавача A1 та подається на вхід перетворювача A2, де перетворюється на часово-модульовані імпульси.

Через конденсатор зв'язку, утворений передавальною та приймальною антенами, часово-модульовані імпульси подаються на вхід попереднього підсилювача A3, вихід якого з'єднаний з трансформатором A4. Перетворювач A4 виконує зворотне перетворення часово-модульованих імпульсів в аналоговий сигнал, який подається на вихід приймача.

Під час передачі сигналів за допомогою електростатичного зв'язку, для підвищення стійкості до перешкод, використовується загальний провід для передавальної та приймальної частин вимірювальної системи через «масу» транспортного засобу. Передавальна антена складається з кількох витків ізолюваного дроту, намотаного навколо заднього приводного валу.

Приймач Т01-2 встановлюється поблизу передавальної антени, на відстані 10 мм. Зазор між антеною та передньою частиною приймача регулюється за допомогою гайки, встановленої на корпусі приймача. Приймач живиться від внутрішньої мережі автомобіля.

Для живлення тензометричного моста дистанційного потенціометричного підсилювача ТТ-01 та передавача Т01-1

використовувався акумуляторний літій-іонний акумулятор Т01-5 з номінальною напругою живлення 5,5 В та ємністю 1100 мАг.

Номінальне значення вхідного сигналу передавача оцінюється як відношення напруги несиметрії моста деформації до напруги живлення моста деформації.

$$\beta = \Delta U / U, \quad (12)$$

де: β – вхідний сигнал заданої (номінальної) величини, мВ/В;

ΔU – незбалансований натяг мосту тензомосту, мВ;

U – живильна напруга моста, В.

Згідно з технічними характеристиками вимірювального приладу, напруга на виході приймача, яка відповідає нульовому вхідному сигналу передавача (міст збалансованого тиску), становить 3 [В]. За наявності опору навантаження напруга на виході приймача не змінюється більше ніж на $\pm 2,5$ [В]. Згідно з технічними вимогами до підсилювача тензодатчика, міст деформації був збалансований шляхом паяння резистора паралельно одному з плечей мосту.

Ступінь відносного спотворення, виміряний програмним забезпеченням, оцінюється за формулою (13).

$$\varepsilon = \frac{\beta \cdot \Delta U_r}{S_T \cdot U_n}, \quad (13)$$

де: ε – деформація у відносних величинах, [1000Еод];

β – сигнал номінального рівня на вході, [мВ/В];

S – коефіцієнт чутливості тензорезисторного елемента до деформації;

ΔU_r – різниця між напругами, виміряними реєструючим пристроєм до і після прикладання навантаження.;

U_n – номінальна вихідна напруга тензометричного підсилювача, яка дорівнює 2,5 [В].

Після кріплення натяжних резисторів до заднього валу та балансування приводного валу було проведено дистанційне калібрування, яке включало

порівняння значень імпульсів на виході приймача зі стандартними швидкостями обертання гвинта. датчик (див. рис. 3.8).

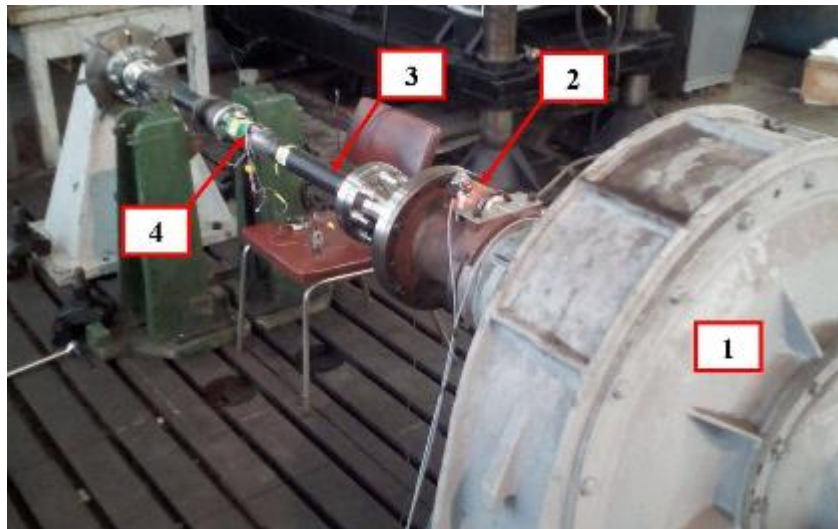


Рисунок 3.8 - Калібрування показань дистанційного тензодатчика ТТ01:1 - Планетарна коробка передач під навантаженням; 2 - Датчик обертання тримача; 3 – Задня рульова колонка; 4 - Пристрій дистанційного вимірювання деформації ТТ01

Для визначення швидкості обертання заднього карданного валу використовувався датчик імпульсів ІС-445. Для визначення швидкості обертання вхідного вала коробки передач та колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання використовувалися датчики Р503 від Тусо Electronics, які базуються на ефекті Холла. Сигнал, отриманий від вищезгаданих датчиків швидкості, після перетворення в імпульсний перетворювач частоти (PFC) подається на аналого-цифровий перетворювач (АЦП). Перетворений сигнал було записано аналого-цифровим перетворювачем L-Card E14-440 на персональному комп'ютері з подальшою обробкою в програмному пакеті PowerGraph 3.3 Professional [13].

Датчики швидкості в РСН були калібровані за допомогою генератора низькочастотних сигналів. Зведені результати калібрувальних випробувань у таблиці. 12.

Таблиця 12 – Результати калібрувального тесту датчика

Калібрувальний параметр	Вимірювана фізична величина			
	Обертаючий	Оберти	Оберти	Оберти

	момент, Нм/В	колінчастого валу ДВЗ, Гц/В	вхідного валу АКП, Гц/В	заднього карданного валу, Гц/В
Scale	1910	567,25	673,25	86,66
Offset	-5625	0	0	0

Під час підготовки до дорожніх випробувань датчики прискорення Р503 були встановлені безпосередньо в корпус коробки передач та електродвигуна. Для вимірювання телеметрії та датчика серцевого ритму IS-445 у досліджуваному тілі необхідно було виготовити окремі затискачі та гребінці з металевих зубців, які кріпляться до затискача стандартними гвинтами. Рівномірна кутова швидкість (див. рис. 3.9, 3.10).



Рисунок 3.9 - Розташування датчика крутного моменту на задньому валу коробки передач: 1 - блок виносних деталей трансмісії; 2. Приймач сигналу



Рисунок 3.10 - Розташування датчика швидкості в універсальній частині коробки передач: 1 - металева гребінка; 2- Датчик імпульсів IS-445

Проводка датчика та приймача проходить з-під автомобіля через задні двері всередину автомобіля, де вона підключається до роз'ємів проводки та номерів каналів, зазначених на блоці обробки сигналів. Оскільки бортова мережа під час своєї роботи може мати імпульсну напругу з різким зростанням амплітуди, у блоці попередньої обробки сигналів передбачено стабілізатор напруги, через який здійснюється керування приймачем, модулем керування імпульсами (ІКМ) та аналого-цифровим перетворювачем (АЦП) (див. рис. 3.11).



Рисунок 3.11 - Записуючий пристрій: 1 - L-плата АЦП E14-440; 2- БХГ

3.4 Обсяг лабораторних та методологічних випробувань

Для підтвердження точності розрахункової моделі оцінки динамічного навантаження системи «ДВЗ - ЕД - АКП - ТЗ» було підготовлено програму проведення лабораторних та дорожніх випробувань, яка представлена в таблиці. 13.

Таблиця 13 - Характеристики транспортного засобу, оцінені під час лабораторних та дорожніх випробувань

Досліджуваний параметр	Режими випробувань
1. Визначте відносну швидкість ведучої та веденої частин двомасової машини.	Випробування проводяться з нейтральним ставленням коробки передач у таких ситуаціях: 1) При розгоні - двигун глухне;

	<p>2) поступовою зміною обертів двигуна від холостого ходу (650 [хв⁻¹]) до 3000 [хв⁻¹] з кроком 100 [хв⁻¹];</p> <p>3) Поступово змінюючи швидкість обертання двигуна від 3000 [хв⁻¹] до 650 [хв⁻¹] з кроком 100 [хв⁻¹].</p>
<p>2. Визначте крутний момент на карданному валу від роздавальної коробки до редуктора заднього моста.</p>	<p>Випробування проводяться за таких умов:</p> <p>1) Під час рушання з місця на першій, другій та задній передачах;</p> <p>2) Під час руху з перемиканням передач (перемикання на нижчу передачу і навпаки);</p> <p>3) Під час перемикання на кожну передачу швидкість обертання двигуна плавно збільшується від мінімальної постійної (650 [хв⁻¹]) до 3000 [хв⁻¹].</p>

4. Динамічна оцінка навантаження на трансмісію в різних умовах руху транспортного засобу

Динамічне навантаження трансмісії (крутний момент на валу коробки передач до головної передачі заднього моста) визначалося в таких режимах:

- 1) Коли автомобіль рухається вперед і назад;
- 2) Під час руху з перемиканням передач (з нижчої на вищу і навпаки);
- 3) Під час перемикання на кожен передачу швидкість обертання двигуна плавно збільшується від постійного мінімуму (650 [хв-1]) до 3000 [хв-1].

На рисунку показано частини найпоширеніших діаграм коливань. 4.1, 4.2. рис. 4.1 Показує параметри, що описують динамічне навантаження транспортного засобу під час рушання з місця, розгону з 1-ї до 9-ї передачі та уповільнення до 1-ї передачі в режимі руху з автоматичною коробкою передач. На рисунку 4.1 показано фрагмент осцилограми, яка записує параметри, що описують динамічне навантаження на трансмісію автомобіля під час розгону, коли автоматична коробка передач змушена підтримувати п'яту передачу.

Результати обробки показують, що числові значення рівночастотних характеристик, власних частот, не завжди узгоджуються з розрахунковими значеннями (див. таблицю 14, колонки 2 та 3). Як видно з таблиці, частота його коливань, що відповідає формі нижнього вузла, виявляється в 2,0–2,5 рази меншою за частоту, розраховану за моделлю моделювання.

Детальний аналіз експериментальних даних показав, що розрахункова схема визначає параметри гнучкості руху з одночасною активацією обох мостів. Це не відповідає фактичному стану транспортного засобу під час руху (передній міст відключений).

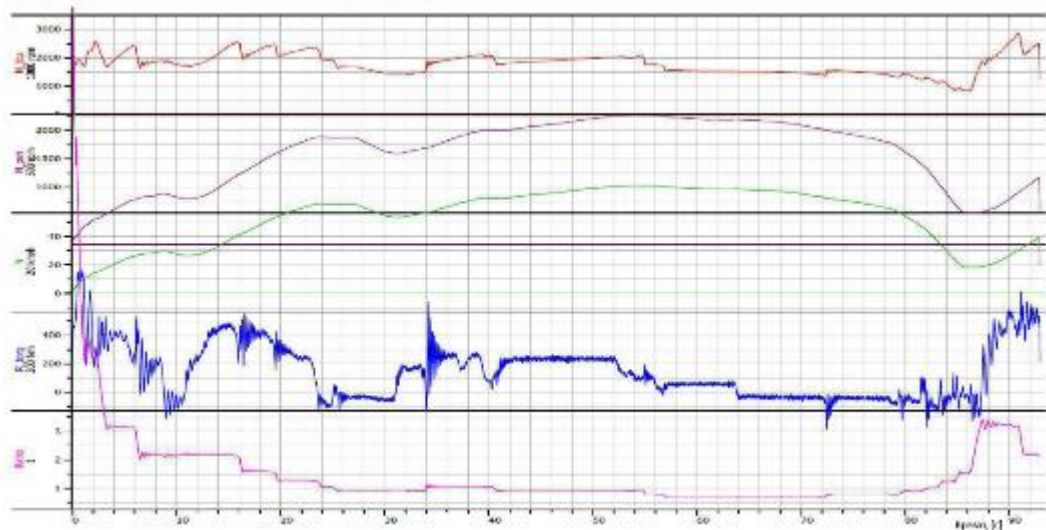


Рисунок 4.1 - Фрагмент осцилограми: N_{tcu} - частота обертання вхідного вала автоматичної коробки передач, $[xv^{-1}]$; N_{psh} – частота обертання карданного вала, $[xv^{-1}]$; V – швидкість транспортного засобу, $[км/год]$; R_{torq} – крутний момент на карданному валу, $[Нм]$; Передавальне число - Передавальне число автоматичної коробки передач

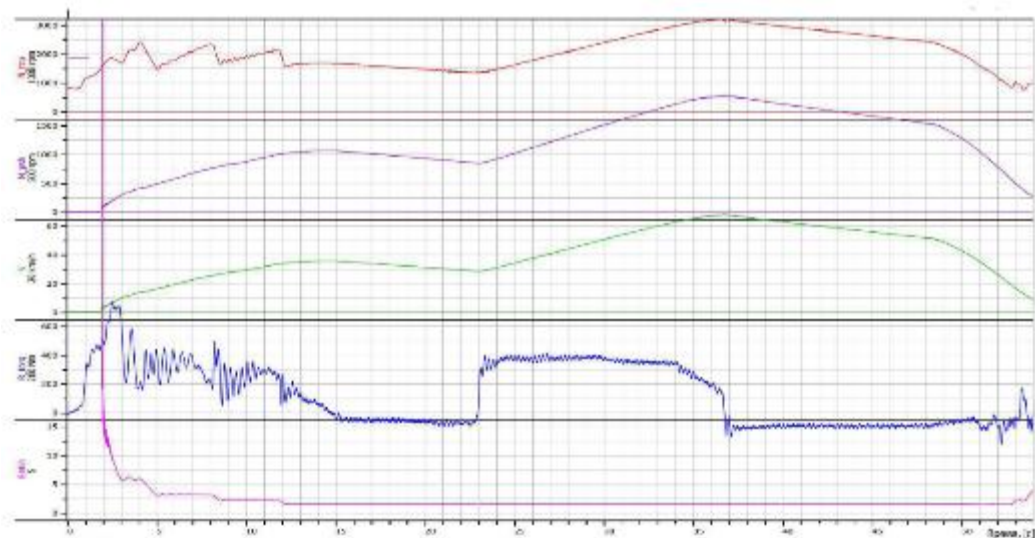


Рисунок 4.2 – Частина осцилограми: N_{tcu} – частота обертання вхідного вала автоматичної коробки передач, $[xv^{-1}]$; N_{psh} – частота обертання карданного вала, $[xv^{-1}]$; V – швидкість транспортного засобу, $[км/год]$; R_{torq} – крутний момент на карданному валу, $[Нм]$; Передавальне число - Передавальне число автоматичної коробки передач

Таблиця 14 - Результати обробки розрахункових та експериментальних даних

№ передачі	Частота власних коливань ω , [Гц]		
	Розрахунок	Експеримент (привід переднього мосту вимкнено)	Результати розрахунку за коригованою моделлю
1	2	3	4
I	3,8	1,5...1,8	1,6
II	5,4	2,1...2,5	2,3
III	8,0	3,17...3,42	3,3
IV	9,9	3,9...4,4	4,2
V	11,2	4,4...4,88	4,8
VI	11,2	4,6...5,0	5,1
VII	12,9	5,0...5,6	5,9
VIII	13,4	5,5...6,1	6,3
IX	14,0	6,7...7,0	6,6
ЗХ	3,7	1,65...1,95	1,6

Звісно, враховуючи реальну модель випадку. У разі відмови переднього моста питома інерційна маса транспортного засобу та загальна жорсткість ділянки між автоматичною коробкою передач та транспортним засобом зменшуються з 4396 Нм/радіан до 1857 Нм/радіан відповідно, а власні частоти системи будуть у першому режимі мінімальних коливань. На кресленні зображено принципову схему розрахунку розвал-сходження «трансмiсія-трансмiсія» при знеструмленні колеса передньої осі вантажівки.

4.5. Крім того, в імітаційній моделі зовнішній діаметр вала двигуна та ротора.

Зведено результати розрахунку власних частот системи за скоригованою моделлю, враховуючи вищезазначене, у таблиці. 15. Модифікація схеми розрахунку та, відповідно, імітаційної моделі дозволила забезпечити задовільну збіжність частотних характеристик динамічних процесів транспорту (див. таблицю 14, колонки 3 та 4).

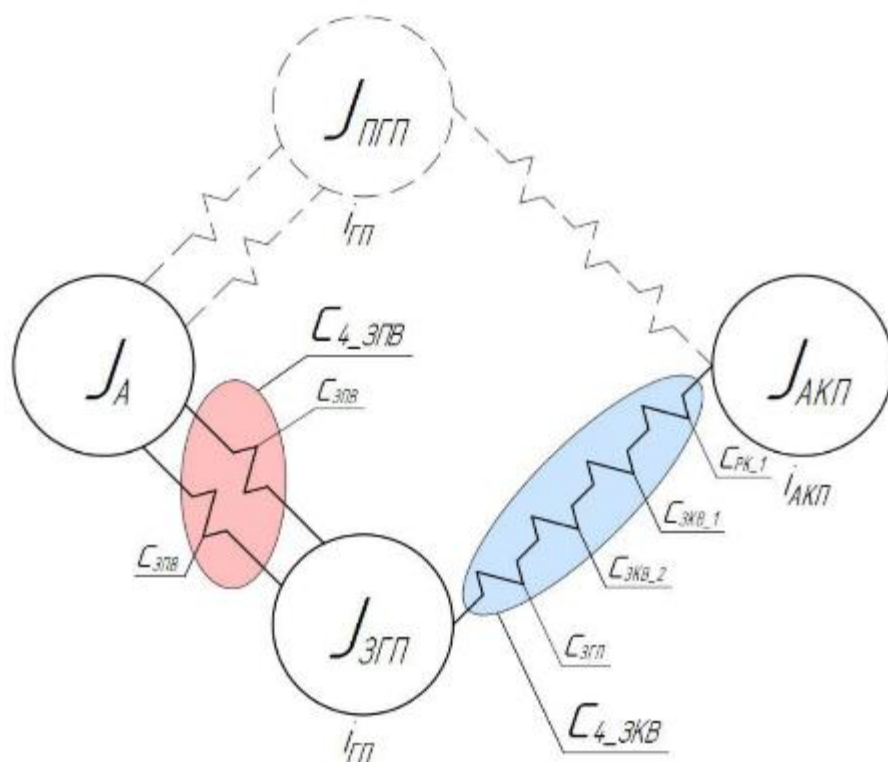


Рисунок 4.3 - Схема розрахунку сумісності секції трансмісії та транспортного засобу при відключенні приводу переднього моста від транспортного засобу

Таблиця 15 - Результати розрахунку власних частот системи з використанням скоригованої моделі

Номер передачі	Частота власних коливань ω , [Гц]			
	№1	№2	№3	№4
I	1,6	14,6	81,6	452,9
II	2,3	13,3	56,4	475,1
III	3,3	14,2	63,3	331,3
IV	4,2	14,2	51,9	187,5
V	4,8	13,7	52,1	263,1
VI	5,1	12,5	47,1	282,3
VII	5,9	13,1	46,6	249,6
VIII	6,3	12,9	38,6	181,0
IX	6,6	12,6	43,5	278,5
ЗХ	1,6	14,5	77,0	433,9

Наведені дані свідчать, що точніше врахування пружно-інерційних характеристик імітаційної моделі істотно змінює власну частоту, пов'язану з

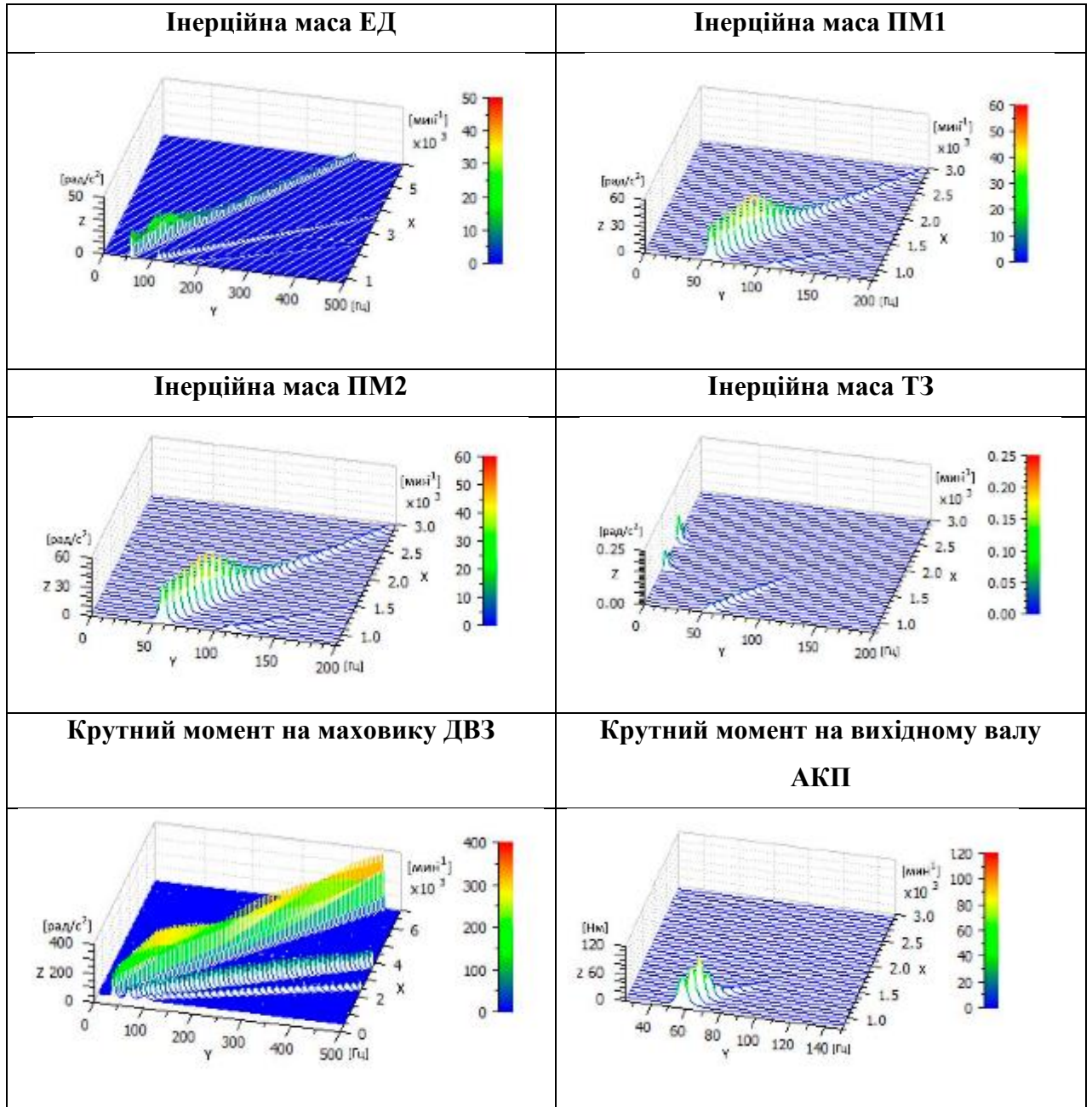
першою нижчою формою коливань, вузол якої розташовується в зоні півосей ведучого мосту. Збільшення моменту інерції маховика ДВЗ та ротора ДВЗ за рахунок додавання додаткових інерційних мас у двомасовому маховику призводить до зміни частоти коливань двовузла — вона знижується приблизно в 1,3...1,5 рази порівняно з частотою при масі цифрового мультиметра, який включає цей вузол. Але ця похибка точності має позитивні наслідки завдяки покращеним властивостям фільтрації низьких частот. цифровий мультиметр.

Варто зазначити, що існує незначна різниця (5...10%) у типових властивостях, отриманих обчислювальними та експериментальними методами. Це пояснюється тим, що фактичні процеси є складнішими, ніж передбачалося в розрахунках. Це може бути пов'язано, зокрема, з невизначеністю умов тертя та гнучкої коробки передач у режимі передачі, а також з нелінійністю динамічної системи. Сказане, перш за все, стосується першої форми коливань — нижчої форми. Зміни динамічного крутного моменту, які показані на рисунках 2, 3 та 4, не є результатом ефективної роботи SCM, що підтверджується як розрахунками, так і експериментальними даними. Зокрема, у таблиці 16 наведено розрахунковий спектр крутного моменту вала автоматичної коробки передач та значення прискорення інерційних мас на шостій передачі.

Як показано на рисунку, амплітуда складових спектра крутного моменту фіксована на рівні 2...6 Нм, включаючи частоту 48...50 Гц під час розрахунку. Результати порівняння розрахункових та експериментальних даних показують задовільну збіжність (за частотами та амплітудами). Розрахунок на основі імітаційної моделі показує незначну реакцію динамічної системи на четверту гармоніку двигуна за третьою формою коливань (в діапазоні частот 38,6 ... 81,6 Гц). У цьому випадку розраховані амплітуди знаходяться на рівні, який не враховується в імітаційній моделі, але під час експерименту з високочастотними складовими крутного моменту,

які мають оцінки амплітуди, що не є суттєвими для динамічного навантаження.

Таблиця 16 - Спектр прискорення інерційних мас та крутного моменту на шостій передачі



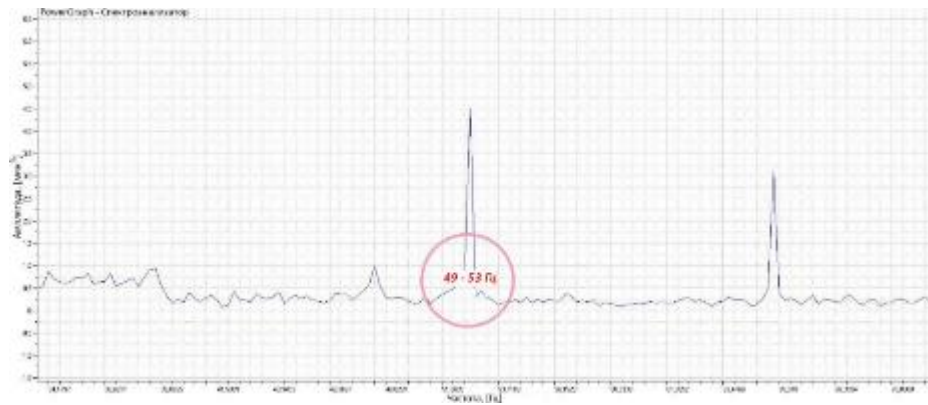


Рисунок 4.4 - Спектр крутного моменту вихідного вала шестиступінчастої автоматичної коробки передач

Варто зазначити, що складений цифровий мультиметр усуває резонансні моди у всіх коливаннях вищої форми, ніж перше коливання, що визначається збігом півосей (1,6...6,6 Гц).

Лабораторні та дорожні випробування показали, що вдосконалений реєструвально-вимірювальний комплекс відповідає вимогам та забезпечує достатню надійність роботи.

Відповідно, в результаті цієї роботи було визначено динамічне навантаження в робочому діапазоні частот обертання вала двигуна в заданих режимах та створено відповідну імітаційну модель. Порівняльний аналіз амплітуди динамічного моменту та частот коливань підтверджує достовірність результатів моделювання. Різниця пояснюється нелінійністю реальної механічної системи, яка не перевищує 10...15% залежно від амплітуд та частот коливань.

На основі експериментальних спостережень встановлено, що вібраційні процеси проявляються на 5-й, 6-й і 7-й передачах двигуна та трансмісії (рис. 4.5, рис. 4.6) при роботі двигуна з частотою 1200...1400 об/хв [хв⁻¹]. З частотою, що відповідає першій (нижчій) формі коливань. Це можна пояснити тим, що реальна механічна система відрізняється від розрахункової тим, що її динаміка суттєво впливає на роботу систем керування двигуном, електродвигуном та трансмісією під час складання майбутнього автомобіля. Зокрема, спостерігається порушення явища резонансу в процесах керування двигунами внутрішнього згорання та електродвигунами. Отримані результати підтверджують важливість дослідницької роботи та показують, що динаміка трансмісії та транспортного засобу в цілому

може суттєво впливати на роботу систем керування електронними блоками керування транспортним засобом.

Експериментальні дослідження динаміки механічної системи та статична обробка їх результатів підтверджують достовірність розробленої моделі, яка відображає фізичні процеси в резонансному резонансі, та правильність основних припущень.

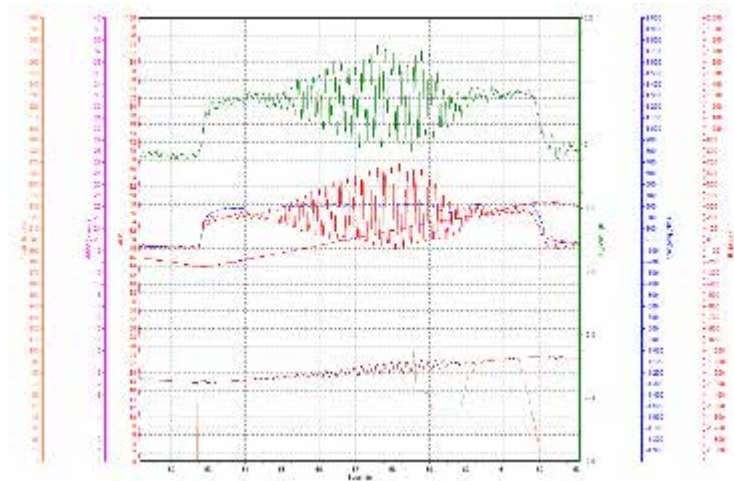
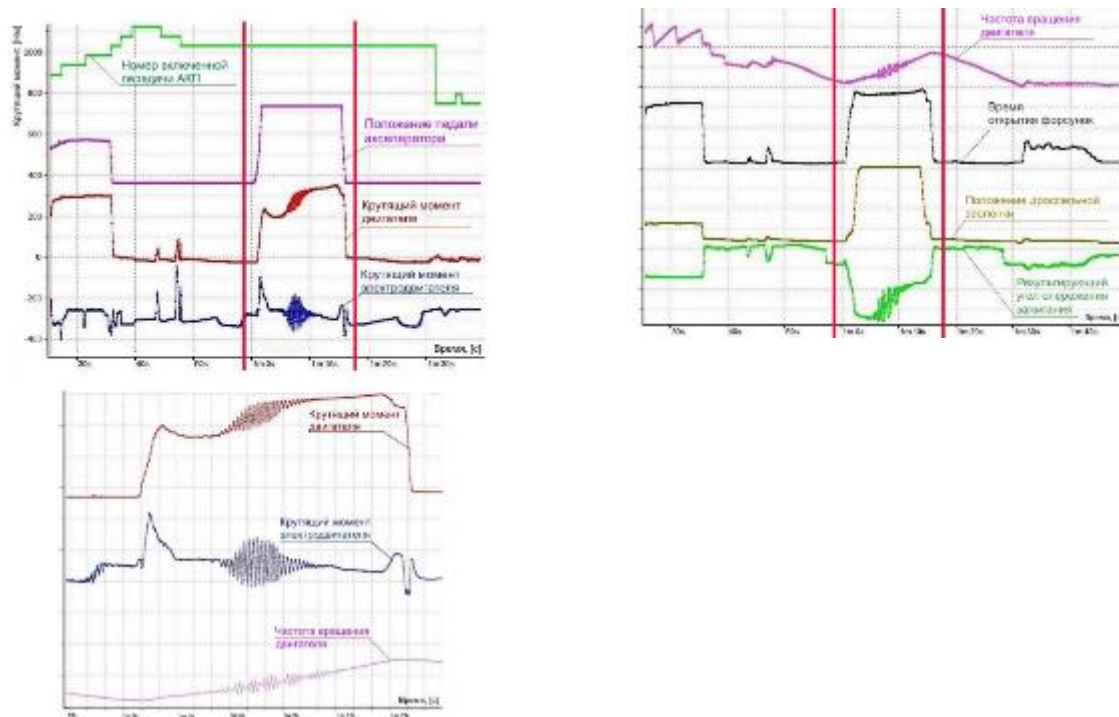


Рисунок 4.5 – Частина діаграми зміни параметрів під час руху на 7-й передачі в діапазоні обертів двигуна 1200...1400 [хв - 1]: pedal_gas (%) – положення педалі газу; АКПП (номер) - номер коробки передач, з'єднаної з коробкою передач; км/год – швидкість транспортного засобу; X_Accel (g) – поздовжнє прискорення кузова транспортного засобу; Вхідний_крутний момент (Нм) – крутний момент на вхідному валу коробки передач; R_torq (Нм) - Крутний момент на задньому карданному валу



Рух на 6-й швидкості в діапазоні обертів двигуна 1200...1400 [хв-1]: – Резонансні коливання виникають на власній частоті динамічної системи, що відповідає першій одновузловій формі коливань; Джерелом збурення є процес регулювання в системі керування двигуном внутрішнього згорання та електродвигуном.

Рисунок 4.6 – Частина діаграми коливань, що описує вплив параметрів системи керування двигуном внутрішнього згорання та електродвигуном на динамічні процеси, що відбуваються в трансмісії транспортного засобу.

4.1 Висновки за підсумками експериментальної перевірки динамічних характеристик транспортної системи

1) Для експериментального визначення динамічного транспортного навантаження та валідації моделі було розроблено програму експериментальних досліджень, яка включає мету, завдання, цілі, перелік вимірюваних параметрів, умови та процедуру тестування. Як вимірювані параметри, що характеризують динамічне навантаження трансмісії, були прийняті відносна швидкість ведучої та веденої частин двомасового

маховика, а також крутний момент і швидкість обертання карданного валу заднього моста.

2) Для проведення дорожніх випробувань транспортного засобу було підготовлено комплект інформаційно-вимірювальних приладів на базі АЦП L-Card E14-440, встановлено на транспортний засіб складні елементи та проведено калібрувальні випробування окремих датчиків та параметрів вимірювального каналу.

3) Згідно з програмою випробувань, було проведено експериментальне дослідження динамічного навантаження трансмісії в робочих режимах («нейтраль» та рух на кожній передачі з плавним збільшенням частоти обертання валу двигуна від мінімальних стабільних обертів до максимальних). На основі результатів випробувань вузлових коливань між демпферними елементами на частоті 17 Гц.

4) Експериментальні дослідження довели, що завдяки ефективній роботі системи GCS, резонанс під час руху транспортного засобу відсутній. Винятком є деякі штучно створені режими руху, які пов'язані з примусовим підтриманням певної швидкості та одночасним зниженням частоти двигуна внутрішнього згоряння з робочого діапазону, встановленого програмою керування трансмісією, - до 1200 ... 1400 хв⁻¹. На вищих передачах (5, 6, 7). У цьому випадку спостерігаються резонансні режими на власній частоті системи (у вигляді одновузлових коливань), які пов'язані з регулювальними процесами в системі керування двигуном внутрішнього згоряння та стабілізацією внутрішньої частоти обертання електродвигуна.

5) На основі обробки, аналізу та порівняння експериментальних даних з результатами числового моделювання було підтверджено, що амплітудно-частотні характеристики крутного моменту не завжди відповідають розрахунковим характеристикам. Крім того, схема розрахунку не враховує інерційні параметри двомасового демпфера (композитного демпфера крутильних коливань) при визначенні моментів інерції демпфера двигуна та ротора електродвигуна. Коригування параметрів пружної інерції моделі

забезпечило задовільну збіжність характеристик амплітуди та частоти динамічного моменту на всіх передачах.

Висновки

В результаті проведених у цій роботі теоретичних та експериментальних розрахунків і досліджень було отримано такі основні результати та висновки:

1) Розроблено метод, який дозволяє на початковому етапі проектування автоматичної коробки передач без гідротрансформатора для автомобілів з безступінчастими трансмісіями прогнозувати резонансні режими роботи та знижувати рівень динамічних навантажень на елементи трансмісії шляхом визначення місця розташування необхідного моменту гасіння коливань та його параметрів.

2) За результатами моделювання динаміки механічної системи відомо, що найважливішою з точки зору динамічного навантаження є форма трифазних коливань у діапазоні частот 170,1...177,4 Гц, з вузлами між колесами двигуна внутрішнього згоряння та ротором електродвигуна. Щоб усунути ці коливання, жорсткість пружного зчеплення між дизельним двигуном та електродвигуном була зменшена до 1300 Нм/радіан шляхом встановлення демфера крутильних коливань.

3) Для визначення допустимого рівня динамічного навантаження на трансмісію було використано критерій оцінки, заснований на кутовому прискоренні інерційної маси механічної системи $\epsilon d=1250$ рад/с, яке було отримано за результатами аналізу процесу ковзання фрикційної муфти. Коефіцієнт запасу зчеплення, необхідний для проекту, був запропонований, визначений та науково доведений.

4) На основі аналізу стійкості періодичних рішень, виконаного методом кореневого гедографа при зміні параметрів системи механічної коробки передач транспортного засобу з блоком CSU, було обґрунтовано місце встановлення ГЦК та покращено його характеристики. На основі отриманих результатів динамічне навантаження на елементи системи було зменшено в 10 разів.

5) Експериментальні дослідження динаміки механічних систем та статична обробка їх результатів підтверджують достовірність розробленої моделі, яка відображає фізичні процеси в резонансі, та правильність основних припущень. Відхилення між теоретичними і експериментальними результатами не перевищує 10–15%.

6) Дослідження показали, що при русі транспортного засобу в певному режимі (з рівномірним збільшенням швидкості обертання коліс двигуна на всіх передачах від мінімальної до максимальної стабільної швидкості) резонанс не виявляється завдяки ефективній роботі. Від ГКК. . Винятком є деякі штучно створені режими руху, які пов'язані з примусовою фіксацією на певних передачах та одночасним зниженням частоти двигуна внутрішнього згоряння з робочого діапазону, встановленого програмою керування трансмісією, - до 1200 ... 1400 хв⁻¹ на вищих передачах. У той же час у системі на власних частотах у діапазоні 1,6–6,6 Гц спостерігалися резонансні

режими, що очевидно зумовлені процесами регулювання в системі керування двигуном і стабілізацією крутного моменту.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Нагайцев М.В., Ейдінов А.А. АТЗ із комбінованими енергоустановками (КЕУ). – 2014. – 442 с.
2. Полунгян А.А., Фоміних А.Б. Динаміка колісних машин. Ч. I: Навчальний посібник/За ред. А.А. Полунгяна - М 1995. - 88 с.
3. Паровай Ф.В. Дослідження крутильних коливань валів [Електронний ресурс]: електрон. навчальний посібник/Ф.В. Паровай [та ін]. 2010, 106 с.
4. Бахмутов С.В., Селіфонов В.В., Ломакін В.В., Круташов А.В., Карпукін К.Є., Бауліна Є.Є. Автомобіль із гібридними силовими установками. 2009, 136 с.
5. FEV GmbH: In-market Application of Start Stop System in European Market, 2011.
6. Уфимцев А.С. Зниження динамічних навантажень від крутильних коливань у трансмісії автомобіля за допомогою суміщеного стартера-генератора. Дис. канд.техн.наук. - 2002 р.
7. Лихачов, Д.С. Огляд варіантів розташування гасника крутильних колінь у транспортних засобах з комбінованими енергоустановками / Д.С. Лихачов // - 2015. - № 263. - С. 159 - 169.
8. Paul D. Walker, Nong Zhang, Active damping of transient vibration in dual clutch transmission equipped powertrains: A comparison of conventional and hybrid electric vehicles // Mechanism and Machine Theory 77 (2014) 1–12.
9. Diesel Hybrid – The next Generation of Hybrid Powertrains by Mercedes-Benz, 33rd International Vienna Motor Symposium, 2012.
10. Фролов К.В. Вібрації у техніці. У 6-ти томах. Захист від вібрацій та ударів (Том 6) / За заг. ред. Академіка РАН К.В. Фролова; 1995. - 456 с., іл.
11. Мангушев, В.А. Основи теорії та конструкції двигунів внутрішнього згоряння / В.А. Мангушев; Х.: Воєніздат, 1973. – 422 с., іл.
12. Колчин, А.І. Розрахунок автомобільних та тракторних двигунів: Навч. Посібник для вузів. - 2-ге вид., перераб. та дод. / [А.І. Колчин, В.П. Демидів]; - К: Вищ. Школа, 1980. – 400 с., іл.

13. Ізмайлов Д.Ю. Віртуальна вимірювальна лабораторія PowerGraph // Радіо щорічник. – 2013. – № 22. – С. 274 – 313.
14. Барський І.Б. Зчеплення транспортних та тягових машин. За ред. Геккер Ф.Р. / [І.Б. Барський, С.Г. Борисов, В.А. Галягін та ін]; - 1989. - 344 с.
15. Коловський, М.З. Нелінійна теорія віброзахисних систем/М.З. Коловський; К.: Наука, 1966. – 318 с., іл.
16. Матвеев, В.В. Про демпфуючу здатність замкових з'єднань турбінних лопаток / [В.В. Матвеев, А.П. Яковлев]; У кн. Розсіювання енергії при коливаннях пружних систем. Київ: Наукова думка, 1992. с. 259-269.
17. Решетов, Д.М. Демпфування коливань у деталях верстатів/[Д.М. Решетов, З.М. Левіна]; У кн. Дослідження коливань металорізальних верстатів 1998. с. 17-24.
18. Рівін, Є.І. Деякі питання віброізоляції верстатів. Динаміка машин. За ред. І.І. Артоболевського/Є.І. Рівін; К: Наука, 2009. – с. 229-238.
19. Ананьєв І.В., Тимофеев П.Г., Коливання пружних систем в авіаційних конструкціях та їх демпфування. - 1995 - 526 с.
20. Корчемний Л.В., Мінкін Л.М., Тольський В.Є., Математичне моделювання коливань силового агрегату автомобіля та оцінка його віброізоляції. - Автомобільна промисловість, 1979 №2.
21. Лихачов, Д.С. Експериментальне дослідження динамічної навантаженості трансмісії автомобіля з комбінованою енергоустановкою / Д.С. Лихачов, І.А. Тараторкін, С.А. Харитонов // – 2017. – № 268. – С. 92 – 106.
22. Тольський, В.Є. Експериментальне дослідження вібрації автомобілів під час роботи двигуна внутрішнього згоряння (частина 1) / В.Є. Тольський // – 2015. – № 263. – С. 5 – 24.
23. A. Geisberger, A. Khajepour, i F. Golnaraghi. Modelling of hydraulic mount з новим MDOF decoupler використовуючи bondgraphs. Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo. Waterloo. Ontario. Canada X2L 3G1.

24. Молибощко Л.А. Динамічні розрахунки трансмісій транспортних машин Навчальний посібник з курсу «Конструювання та розрахунок автомобілів»/[Л.А. Молибощко, А.І. Гришкевич, О.С. Руктешель]; 1997. – 69 с., іл.
25. Успенський І.М. Дослідження крутильних коливань та пікових навантажень у трансмісії вантажних автомобілів /[І.М. Успенський, М.І.Вайсман]; "Автомобільна промисловість", №12, 1999.
26. Черепанов Л.А., Дослідження вібронавантаженості силового агрегату та кузова автомобіля // Міжвузівський збірник наукових праць «Віброакустику автомобіля», 1982 р.
27. Косов, В.П. Проектування гідромеханічних передач транспортних машин Частина 2. Фрикційні пристрої ГМП: Навч. Посібник. - 1998. - 103 с.
28. Лихачов, Д.С. Критерій оцінки динамічної навантаженості системи за рівнем кутових прискорень інерційних мас / Д.С. Лихачов // Актуальні проблеми технічних наук: матер. IV міжнарод. наук.- практич. конф. – 2017. – С. 19 – 25.
29. Шаріпов В.М. Проектування механічних, гідромеханічних та гідрооб'ємних передач тракторів. - 2002. - 300 с.
30. LuK. Двухмассовый маховик: технологические решения, диагностика неисправностей: LuK, 2007. - 27 с., ил.
31. Skoda. Двухмассовый маховик. Устройство, рабочая проверка, описание отказа, техническое описание продукции. Информация по обслуживанию, 1-я часть: Skoda Auto, 2009. - 68 с., ил.
32. Corcoran P.E., Ticks A. Hydraulic Engine Mount Characteristics// SAE paper, 1984.-№840407.-9 p.
33. Шушкевич, В.А. Основи електротензометрії/В.А. Шушкевич; 1975. – 352 с., іл.

ДОДАТКИ