

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.62 ПЗ

Білий Сергій Леонідович

2023

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.62 ПЗ

Білий Сергій Леонідович

2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко – технологічний факультет
УДК 629.027:656.13

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
механіко – технологічний факультет
(назва факультету (ННІ))
Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)
Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Обґрунтування та вибір параметрів конструкції комбінованої

енергосилової установки автомобіля»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)
Освітня програма Агроінженерія
(назва)
Орієнтація освітньої програми
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Романченко В.М.
(ПІБ)

Виконав
(підпис)
Білий Сергій Леонідович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів, _____ автомобілів _____ та
біоенергоресурсів _____

д.т.н., професор _____ Калінін С.І.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ІПБ)
"_____" _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Білий Сергій Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агринженерія»

(код назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Обґрунтування та вибір параметрів
конструкції комбінованої енергосилової установки автомобіля»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 20.10.2023

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи _____ технічні _____ характеристики
трансмсії автомобілів з комбінованою енергоустановкою.

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; Висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Романченко В.М.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Білий С.Л.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

Дипломна робота складається з 63 сторінок друкованого тексту, 4 розділів, 27 рисунків, 7 таблиць, 33 літературних джерел.

Актуальність теми. Сучасні тенденції розвитку автомобільної промисловості спрямовані, зокрема, на підвищення продуктивності середньої швидкості та екологічності транспортних засобів. Проблеми екології та економії палива приводять розробників до необхідності створення та впровадження в автомобільних транспортних засобах комбінованих силових установок (КЕУ), в яких джерелом механічної енергії одночасно є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) та електродвигун (ЕД) з акумуляторами електричної енергії в різних варіантах їх спільної роботи.

Мета дослідження – варіаційний метод з динамічним прогріванням трансмісії з транспортними засобами.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі вирішуються такі завдання:

- Проведення гармонійного аналізу крутного моменту двигуна:
 - аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна від газових складових;
 - аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна від інерційних складових;
- розрахунок динамічної навантаженості системи на встановлених режими роботи трансмісії;
- розробка рекомендацій щодо вибору параметрів та місця розташування гасника крутильних коливань, що виключає небезпечні резонансні режими роботи;
- дослідження динамічної навантаженості системи з рекомендованими характеристиками гасника крутильних коливань на встановлених режими роботи трансмісії;
- експериментальне дослідження вібронавантаженості трансмісії Т3 із КЕУ;

– оцінка правильності припущень, прийнятих у розрахунковій моделі, коригування та підтвердження за результатами експерименту імітаційної моделі;

– узагальнення результатів теоретичного та експериментального дослідження динамічної навантаженості трансмісії.

Методи дослідження. Розрахунково-теоретичні дослідження виконані з використанням імітаційного моделювання на основі фундаментальних законів та рівнянь механіки.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

1. Розроблено імітаційну модель динаміки системи в якій на основі використання методів статистичної динаміки та спектрального аналізу враховані полігармонійні обурення від КЕУ та віброзахисні властивості трансмісії.

2. Виконано теоретичне обґрунтування конструктивних рішень щодо вибір типу гасника крутильних коливань, його параметрів та місця встановлення шляхом аналізу стійкості отриманих періодичних рішень досліджуваної динамічної системи методом кореневого годографа.

3. Отримано нові експериментальні дані про динамічні процеси, що протікають у системі «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» при різних режимах роботи трансмісії, на основі яких виявлено умови виникнення резонансів в експлуатаційному діапазоні робочих частот силовий установки.

4. На основі узагальнення результатів розрахункових та експериментальних досліджень розроблено метод, який дозволяє з перших етапів проектування прогнозувати динамічну навантаженість трансмісії автомобіля з КЕУ.

Практична цінність. Розроблений метод прогнозування резонансних режимів роботи та зниження рівня динамічної навантаженості елементів трансмісії ТЗ з КЕУ при використанні сучасних засобів імітаційного моделювання динаміки механічної системи дозволяє визначити необхідне місце розташування ГКК та його параметри на ранніх етапах проектування трансмісії, а не в процесі доведення конструкції.

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 трансмісії.....	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

Актуальність теми. Сучасні тенденції розвитку автомобільної промисловості спрямовані, зокрема, на підвищення продуктивності, середньої швидкості та екологічності транспортних засобів. Проблеми екології та паливної

економічності приводять розробників до необхідності створення та

впровадження комбінованих силових установок (КСУ) в автомобільних транспортних засобах, в яких джерелом механічної енергії одночасно є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) та електродвигун (ЕД) з накопичувачами

електричної енергії до різних варіантів їх спільної роботи. Прогнози розвитку

енергетичних об'єктів для вирішення цих проблем свідчать про високу зацікавленість багатьох країн у фінансуванні відповідних програм розвитку електростанцій [1].

Проте всі зміни, пов'язані зі збільшенням потужності двигуна

внутрішнього згоряння, використанням силових установок і вдосконаленням

конструкції трансмісії неминуче призводять до потенційного збільшення інтенсивності і розширення спектру вібрації в колісному транспортному засобі.

Слід зазначити, що одним з основних джерел сили на колісному

транспорті є двигун внутрішнього згоряння. Внаслідок нерівномірності

роботи двигуна, викликані зміною тиску в циліндрах і силами інерції

кривошипно-шатунного механізму, всі агрегати і системи машини зазнають

певних збурюючих впливів, які сприяють виникненню небезпечних

напружень в деталях трансмісії, вузлах зарядки, несучі системи та ходова

частина [2].

У випадку з КСУ, крутильні коливання, що збуджуються ДВЗ, будуть

безпосередньо діяти на електродвигун. Динамічні навантаження можуть

спричинити механічні пошкодження, проблеми з керуванням і шум.

Отже, безпосередньо надійність електричного двигуна залежить від

форм крутильних коливань і значень амплітуд збурюючих імпульсів, що

надходять від двигуна внутрішнього згоряння. Крім цього, електродвигун є

додатковим джерелом кінематичного та силового впливу на транспортний засіб.

В даному випадку пульсація моменту викликана зміною магнітної провідності повітряному зазорі при зміні кутового положення ротора в електродвигуні. Таким чином, впроваджуючи в автомобілі КЕУ, слід побоюватися збільшення динамічного навантаження та виникнення резонансних режимів, які можуть статися при збігу частоти імпульсів, що обурюють, що йдуть як від ДВЗ, так і електродвигуна, з власною частотою коливань трансмісії. Не врахування додаткових динамічних навантажень, що породжуються КСУ, може призвести до передчасних втомних поломок деталей трансмісії або зменшення комфортабельності автомобіля.

Аналітичні розрахунки показують, а експериментальні дослідження підтверджують наявність знакозмінних навантажень в елементах колісних машин. Число відмов, пов'язаних з вібрацією, у машинобудуванні досягає високих показників [3]. Враховуючи високу вартість сучасних трансмісій та додаткові витрати на відновлення їх протягом терміну служби ТЗ, зменшення динамічного навантаження в трансмісії є важливою та актуальною проблемою сучасного машинобудування.

Гасник крутильних коливань (ГКК) застосовуються для зменшення амплітуд крутильних коливань, зміщення резонансних режимів з діапазону робочих частот колінчастого вала двигуна та зменшення їх шкідливого впливу. Вони обмежують максимальні амплітуди крутильних коливань навантаження на деталі силової трансмісії та шум, позитивно впливають на довговічність як деталей, так і трансмісії автомобіля в цілому. У численних джерелах, пов'язаних із зменшенням вібронавантаженості трансмісій, у недостатньо повному обсязі висвітлено особливості розміщення ГКК у трансмісіях автомобілів з КСУ. Більшість наукових робіт з цієї проблеми орієнтовано визначення крутильних коливань в механічних трансмісіях, де основним джерелом силового на колісну машину є ДВЗ. У зв'язку з цим раніше у дослідженнях не розглядався полігармонійний характер обурення від КЕУ, не враховувалася наявність електродвигуна як додаткового елемента динамічної системи з власними пружно-інерційними параметрами, наявність автоматичної

коробки передач (АКП) без гідротрансформатора, що складається з кінематично пов'язаних між собою планетарних механізмів (ПМ).

Недостатній рівень опрацювання у сфері створення ГКК наводить до того що при конструюванні вибір типу гасника і його параметрів здійснюється в процесі доведення конструкції.

Мета дослідження – розробка методики прогнозування динамічного навантаження трансмісій автомобілів, обладнаних комбінованою силовою установкою та визначення параметрів ГКК.

Завдання дослідження. Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі вирішуються такі завдання:

– Проведення гармонійного аналізу крутного моменту двигуна:

- аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна від газових складових;

- аналіз нерівномірності крутного моменту двигуна від інерційних складових;

- розрахунок динамічної навантаженості системи на встановлених режими роботи трансмісії;

- розробка рекомендацій щодо вибору параметрів та місця розташування гасника крутильних коливань, що виключає небезпечні резонансні режими роботи;

- дослідження динамічної навантаженості системи з рекомендованими характеристиками гасника крутильних коливань на встановлених режими роботи трансмісії;

- експериментальне дослідження вібронавантаженості трансмісії ТЗ із КБУ;

- узагальнення результатів теоретичного та експериментального дослідження динамічної навантаженості трансмісії.

Методи дослідження. Розрахунково-теоретичні дослідження виконані з використанням імітаційного моделювання на основі фундаментальних законів та рівнянь механіки.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

1. Розроблено імітаційну модель динаміки механічної системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ», в якій на основі використання методів статистичної динаміки та спектрального аналізу враховані полігармонійні обурення від КЕУ та віброзахисні властивості трансмісії.

2. Виконано теоретичне обґрунтування конструктивних рішень щодо вибору типу гасника крутильних коливань, його параметрів та місця встановлення шляхом аналізу стійкості отриманих періодичних рішень досліджуваної динамічної системи методом кореневого годографа.

3. Отримано нові експериментальні дані про динамічні процеси, що протікають у системі «ДВЗ – ЕД – АКП – ТЗ» при різних режимах роботи трансмісії, на основі яких виявлено умови виникнення резонансів в експлуатаційному діапазоні робочих частот силовий установки.

4. На основі узагальнення результатів розрахункових та експериментальних досліджень розроблено метод, що дозволяє на ранніх етапах проектування прогнозувати динамічну навантаженість трансмісії автомобіля з КЕУ.

Практична цінність. Розроблений метод прогнозування резонансних режимів роботи та зниження рівня динамічної навантаженості елементів трансмісії ТЗ з КЕУ при використанні сучасних засобів імітаційного моделювання динаміки механічної системи дозволяє визначити необхідне місце розташування ГКК та його параметри на ранніх стадіях проектування трансмісії, а не в процесі доведення конструкції.

Результати, отримані під час дослідження, можуть бути використані при вирішенні питання про розміщення ДКК у трансмісіях автомобілів з КСУ та для формування технічних вимог до ДКК.

1 СТАН ПИТАННЯ, ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЗАПРОПОЗНОВАНІ ПІДХОДИ ЇХ РІШЕННЯ

1.1. Огляд конфігурацій комбінованих енергоустановок. Опис об'єкта та предмета дослідження

У зв'язку з погіршенням екологічної ситуації в світі і обмеженням сировини найактуальнішим завданням сучасного машинобудування є створення економічних і екологічно чистих машин. Одним із основних

напрямів роботи, спрямованих на досягнення цих результатів, є розробка та

використання комбінованих (гібридних) силових установок, до складу яких входять двигун внутрішнього згоряння та електродвигун [4].

Однак будь-які зміни в конструкції трансмісії, ходової частини та системи підтримки автомобіля для досягнення високої продуктивності часто

призводять до значного динамічного навантаження на автомобіль. На

сьогоднішній день відомо кілька варіантів конструкції КСУ, кожен з яких має свої особливості, що визначають специфіку їх застосування в автомобільній промисловості.. (див. рис. 1.1).

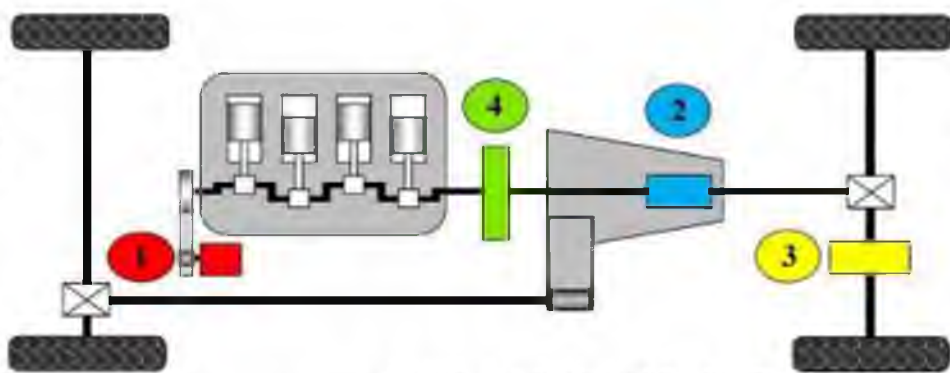


Рисунок 1.1 Варіанти розташування електродвигунів у трансмісії: 1 – стартер-генератор із реміньним приводом; 2 – електродвигун на вихідному валу коробки; 3 – електропривід провідного моста; 4 – електродвигун між ДВЗ та коробкою передач.

Конфігурація генератора стартера з реміньним приводом «1» відноситься до концепції електроприводу на 48 вольт [5]. Електродвигун має порівняно

низький крутний момент і широкий діапазон частот обертання. Потужність коливається від 10 до 15 [кВт].

При постійному русі на низьких швидкостях можна використовувати режим електроприводу автомобіля. При цьому акумуляторна батарея заряджається за рахунок енергії, що виділяється при гальмуванні (див. рис.

1.2). Стартер-генератор з ремінним приводом замінює звичайний генератор, дозволяючи перезапустити двигун майже без шуму та вібрації

Робота Уфимцева А.С. [6].



Рисунок 1.2 – Стартер-генератор з ремінним приводом

Електродвигун на вихідному валу КПШ

Конфігурація «2» — єдине рішення, яке забезпечує підтримку крутного моменту при перемиканні передач. Однак для режиму роботи електродвигуна доступно лише одне передаточне число коробки передач. Його величина вибирається з урахуванням вимог до швидкості автомобіля.

Через унікальне передавальне число коробки передач, в якій використовується електропривод, система за своєю суттю не здатна відповідати високим вимогам до крутного моменту і максимальної частоти обертання. Саме з цієї причини конфігурація «2» рідко використовується в автомобілях, обладнаних ECU.

Електропривод верхнього ярусу конструктивно реалізований у вигляді об'єднаних в єдиний корпус електродвигуна і редуктора. Цей привід можна встановити на передню або задню ведучу вісь автомобіля. Як правило, електропривод ведучого моста потрібен для роботи у високошвидкісному режимі, де максимальна частота обертання досягає понад 12 000 хв-1, що характерно для таких спортивних автомобілів, як Porsche 918 Spyder (див. рис. 1.3).



1 – силова електроніка; 2 – електропривод; 3 – літій-іонна батарея;
4 – двигун V8; 5 – коробка передач із подвійним зчепленням;
6 – електродвигун; 7 – силова електроніка

Рисунок 1.3 Електропривід автомобіля Porsche 918 Spyder

Електродвигун між двигуном внутрішнього згоряння і трансмісією

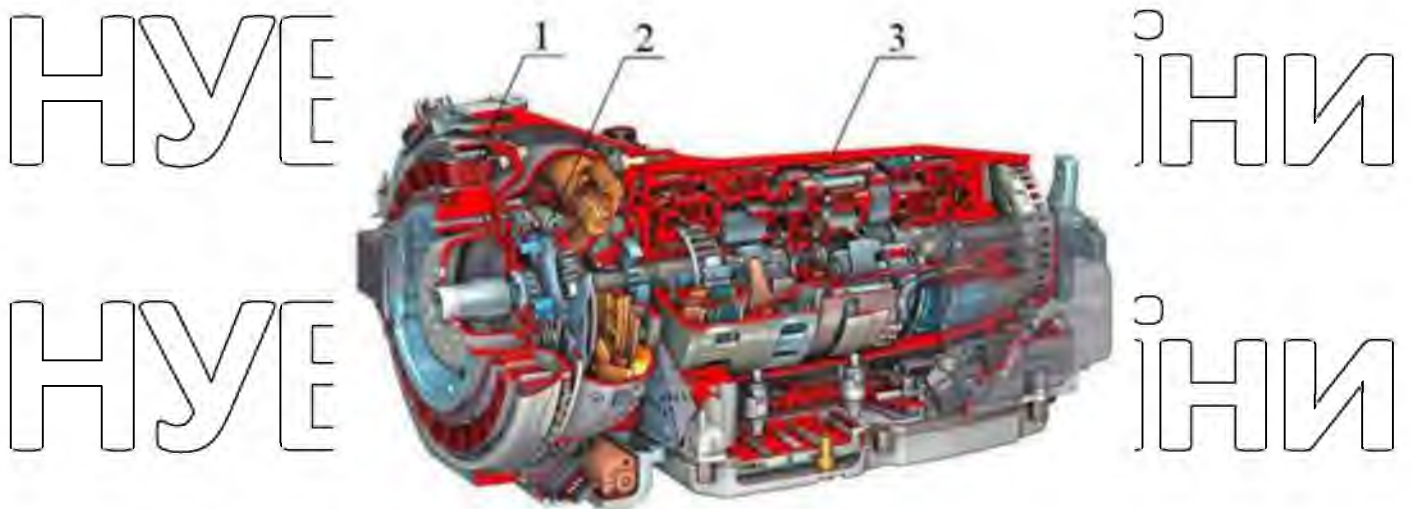
У сучасному машинобудуванні найбільшого поширення набув «4» варіант електромоторної установки. Аналіз цієї зміни в блоці керування вказав на можливість встановлення одного з двох типів електродвигунів, що відізняються за своїми функціональними показниками [7].

Особливістю першого типу є те, що електродвигун виконує роль стартера двигуна внутрішнього згоряння, балансуючи колінчастий вал і зберігаючи крутний момент двигуна. Як правило, такий електродвигун має невисокі потужності (10 - 15 [кВт]) і вагові показники, тому встановлюється «жорстко» на колінчастий вал двигуна за допомогою болтового або шліцьового з'єднання (див. рис.1.4). При такому варіанті електромотор не може забезпечити рух автомобіля тільки на електричній тязі.



Рисунок 1.4 Комбінована енергоустановка Mercedes-Benz S400

Для захисту трансмісії від динамічних навантажень, створюваних КЕУ, розробники встановлюють ГКК між електродвигуном і коробкою передач (див. рис. 1.5). Тобто в даному випадку ГКК знижує рівень крутильних коливань виключно в трансмісії, які доходять до вхідного вала коробки передач.



1 – електродвигун; 2 – ГКК; 3 – коробка передач

Рисунок 1.5 Розташування ГКК у трансмісії Mercedes-Benz S400

Недоліком розглянутої схеми розміщення ГКК є те, що крутильні коливання, які збуджуються ДВЗ, діють безпосередньо на електродвигун з урахуванням його «шкідливого» розміщення на колінчастому валу. Динамічні навантаження можуть спричинити механічні пошкодження, проблеми з керуванням і шум. Таким чином, надійність електродвигуна

безпосередньо залежить від форм крутильних коливань і значень амплітуд збурюючих імпульсів, що надходять від двигуна внутрішнього згорання.

Для вирішення цієї проблеми розробниками визначено функцію активного гасіння крутильних коливань за допомогою відповідного керування

електродвигуном [8]. Так, на прикладі електродвигуна Honda IMA (Integrated

Motor Assist) розробники розробили програму підвищення якості ходового ходу дизельного двигуна, що дозволяє усунути виникають вібрації. Особливістю цієї програми є те, що при збільшенні частоти обертання колінчастого вала дизеля

електродвигун миттєво переходить в режим регенерації, поглинаючи динамічні

імпульси. Після зняття силового ефекту електродвигун включається в режим

«помічник», тим самим надаючи допомогу ДВЗ, підтримуючи постійність заданої частоти обертання колінчастого вала (див. рис. 1.6). Таким чином,

електродвигун гасить крутильні коливання, обмежуючи амплітуду збурюючих

впливів і водночас забезпечуючи надійність роботи елементів і самої конструкції

КЕУ в цілому.

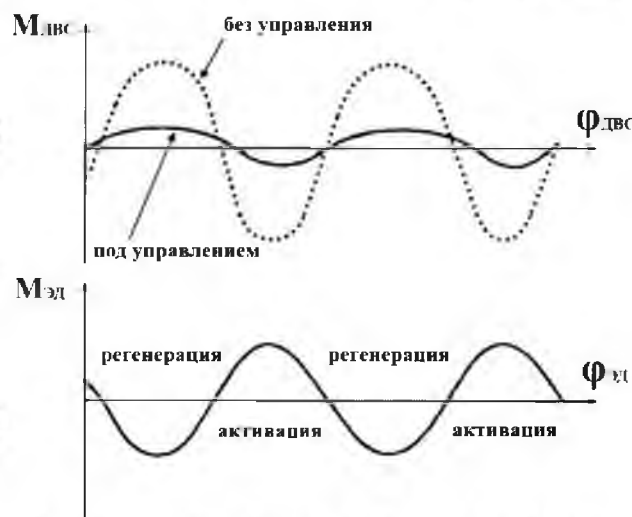


Рисунок 1.6 - Профіль крутильних коливань ДВЗ та електродвигуна.

$M_{ДВЗ}$ - крутний момент ДВЗ, Нм; $M_{ЕД}$ - крутний момент електродвигуна,

Нм; $\phi_{ДВЗ}$ - кут повороту колінчастого вала ДВЗ, радий;

$\phi_{ЕД}$ - кут повороту ротора електродвигуна, рад

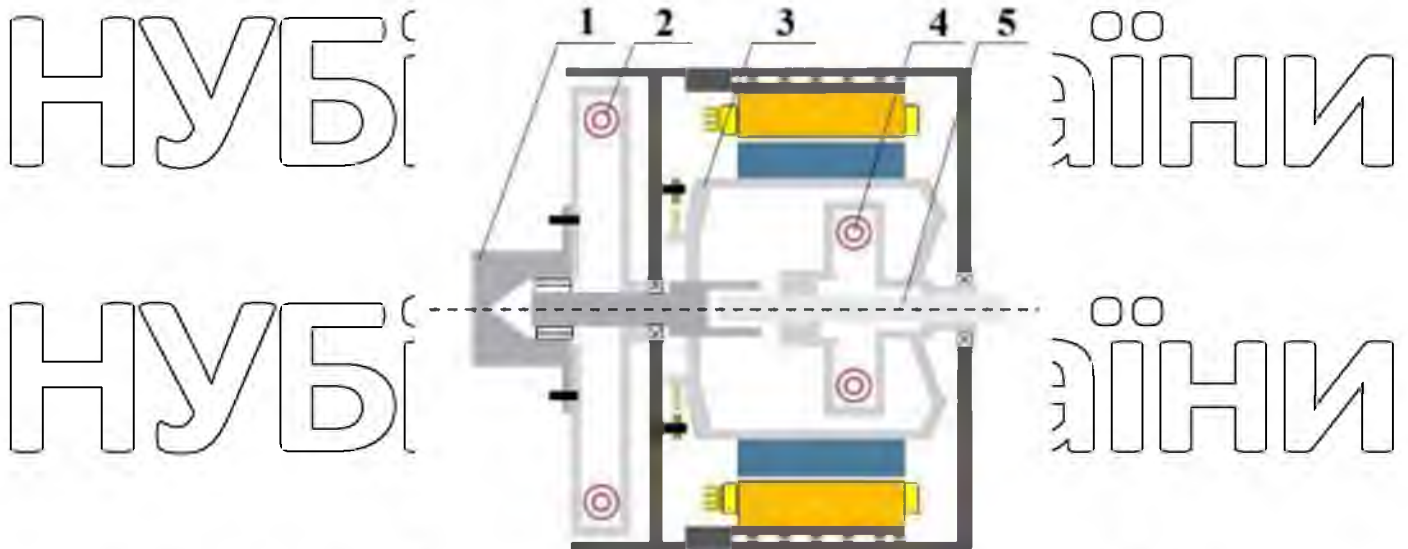
Другий тип комбінованої силової установки, про який згадувалося раніше, відрізняється тим, що електродвигун має значну потужність і крутний момент. Як правило, такий електромотор оснащений зчепленням, що дозволяє автомобілю рухатися тільки на електричній тязі. При роботі в режимах підвищеного навантаження конструкція електродвигуна має рідинний контур охолодження. Ще одна особливість полягає в тому, що конструкція має власний підшипниковий вузол, в якому змонтований ротор електродвигуна.

З точки зору інтеграції «жорстке» кріплення даного типу електродвигуна до колінчастого вала ДВС протипоказано через його велику вагу і габарити. Збільшення маси на задньому торці колінчастого вала істотно знижує запас опору втомі, що потребує посилення вала дизеля і зміни його балансування.

Такий варіант розташування електродвигуна доцільно розглядати тільки в тому випадку, якщо двигун внутрішнього згоряння є конструкцією, що розробляється, яка передбачає можливість розміщення значної інерційної маси на задньому кінці колінчастого вала. В іншому випадку електродвигун розглянутого типу рекомендується підключати до двигуна через гаситель крутильних коливань.

Особливістю розташування ГКК між ДВЗ і електродвигуном є те, що правильне налаштування параметрів ГКК захистить електродвигун і трансмісію від динамічних навантажень, створюваних ДВЗ. Мінусом є те, що на трансмісію негативно впливає електродвигун.

Розробники компанії Mercedes Benz, як вирішення цієї проблеми, ввели в конструкцію електродвигуна додатковий ГКК, який забезпечує пружне з'єднання між ротором електродвигуна і входним валом коробки передач (див. рис. 1.7). Наявність другого ГКК гарантує захист від вібрацій і збереження трансмісії колісної машини від можливого виникнення резонансних режимів роботи [9].



1 – колінчастий вал ДВЗ; 2 – ГКК; 3 – ротор електродвигуна;
4 – додатковий ГКК; 5 – вхідний вал коробки передач

Рисунок 1.7 - Схема електродвигуна Mercedes Benz

Останнім часом на світовому ринку автомобілебудування з'явилася концепція розробки конструкцій без додаткового демпфуючого елемента, що обмежується розміщенням ГКК лише між ДВЗ та електродвигуном (див. рис.

1.8). Аналіз динамічного навантаження розглянутих конструкцій показав, що на холостому ході амплітуда крутильних коливань, створюваних електродвигуном, не перевищує 1 Нм, а в режимах роботи під навантаженням розмах коливань менший на 5% від значення переданого моменту. Так, на прикладі електродвигуна потужністю 80 [кВт], при передачі моменту 319 [Нм], діапазон крутильних коливань становить 12 [Нм] (див. рис. 1.9).

Порівняння амплітудно-частотних характеристик ДВЗ і електродвигуна показало, що діапазон коливань ДВЗ в 200 [Нм] (див. рис. 1.10) значно перевищує 12 [Нм] електродвигуна.

Таким чином, зроблено висновок, що з точки зору динамічного навантаження пульсації крутного моменту, створювані електродвигуном, не становлять великої небезпеки для трансмісії колісної машини. Це, в свою чергу, вплинуло на рішення розробників жорстко з'єднати ротор електродвигуна з приводним валом коробки передач. Єдина проблема в

даному випадку - можливість резонансних режимів роботи. Незважаючи на те, що амплітуда крутного моменту електродвигуна має мінімальні значення, існує ризик виникнення небезпечної напруги в елементах колісної машини та порушення комфорту автомобіля. Оскільки розробники не ставили додатковий ГКК на ведучий вал коробки, який би дозволяв вивести резонансний режим із зони робочих частот обертання, то вирішити цю проблему можна шляхом зміни пружно-інерційних параметрів трансмісії себе. Необхідність пошуку характеристик системи визначає актуальність дослідницької роботи.

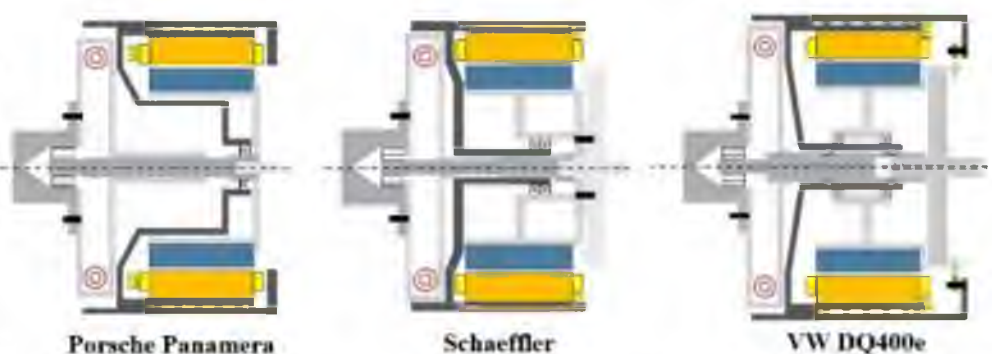


Рисунок 1.8 - Схеми конструкцій зарубіжних електродвигунів

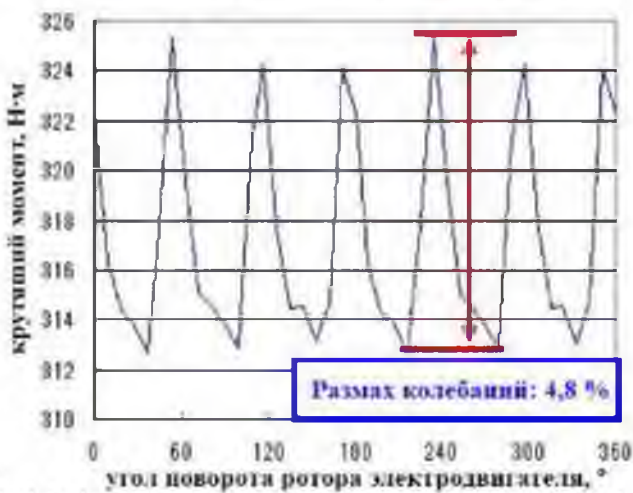


Рисунок 1.9 - Коливання крутного моменту електродвигуна

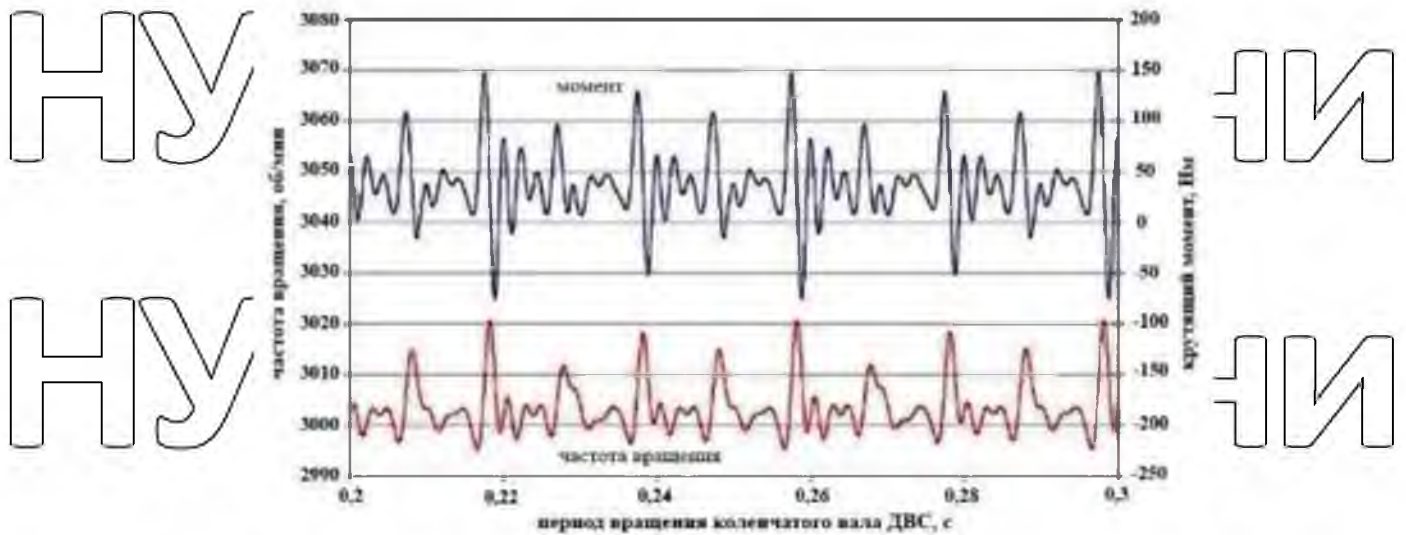


Рисунок 1.10 - Коливання крутного моменту ДВЗ

Технічні характеристики електродвигунів, на підставі яких провели аналіз конструкцій, представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики електродвигунів КЗУ

	Honda IMA (№1*)	Mercede s Benz S400 (№1*)	VW DQ400 e (№2**)	Porsche Panamer a (№2**)	Mercede s Benz (№2**)	Schaeffle (№2**)	Porsch e 918 (№2**)
максимальна потужність, кВт	10	15	80	70	20	80	115
Максимальни й крутний момент, Нм	78	160	330	310	250	280	373
Максимальна частота обертання, [хв ⁻¹]	5000	6500	7000	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 вид комбінованої енергоустановки;

** - другий вид комбінованої енергоустановки.

Порівняльний аналіз зарубіжних конструкцій електродвигунів, пошук можливих проблем динамічного навантаження транспортного засобу, пов'язаних з інтеграцією ЕБУ в трансмісію, не визначають однозначного шляху вирішення проблем вібраційного навантаження. У зв'язку з цим хотілося б підкреслити важливість проведення досліджень коливальних процесів у динамічних системах колісних транспортних засобів з КСУ. Так, з прикладу перспективних електродвигунів, представленого на рис. 1.7 і 1.8 немає конкретного розуміння необхідних місць розташування гасителів крутильних коливань. Характер необхідних змін, пов'язаних зі зниженням вібраційного навантаження агрегатів трансмісії автомобіля з КСУ, можна визначити за результатами динамічного розрахунку. Необхідність вирішення цього питання на ранніх стадіях проектування, а не в процесі вальдації проекту, визначає потребу в дослідницькій роботі.

1.2. Основні способи захисту від вібрації. Принципи динамічного гасіння механічних коливань

Впровадження комбінованих силових установок, прагнення підвищити продуктивність машин і швидкість транспортних засобів, форсування їх відповідно до потужностей, навантажень та інших експлуатаційних характеристик неминує призводити до зміни динамічного навантаження машини на колеса.

У свою чергу способи захисту від вібрації дуже різноманітні. Вибір заходів щодо зниження вібраційної активності багато в чому визначається характером джерела вібрації. У тих випадках, коли неможливо вплинути на джерело вібрації, застосовують різні технічні засоби, що дозволяють зменшити передачу вібрації та усунути її шкідливу дію на досліджуваний об'єкт.

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

зниження вібраційної активності джерела - зниження рівнів механічних впливів, порушених джерелом;

захист від внутрішніх коливань об'єкта - зміна конструкції об'єкта, при якій дані механічні дії спричинятимуть менш інтенсивні вібрації об'єкта або окремих його частин;

віброізоляція - встановлення між об'єктом і джерелом додаткової системи, що захищає об'єкт від механічних впливів джерела;

динамічне демпфування коливань - прикріплення до об'єкта додаткової механічної системи, яка модифікує його коливання.

активне гасіння коливань - використання додаткового джерела коливань, що створює коливання тієї ж амплітуди, але протилежної фази.

Зниження вібраційної активності джерела. Коливання, що збуджуються джерелом, поділяються на дві групи. До першої належать різні фізико-хімічні процеси, що відбуваються в джерелі: процеси горіння в реактивних двигунах і двигунах внутрішнього згорання [11, 12], електромагнітні явища в двигунах і генераторах, різні технологічні процеси (наприклад, процес різання металів [13] на металорізальні верстати тощо). Зниження коливальної активності факторів цієї групи пов'язане зі зміною параметрів фізико-хімічних процесів і може бути досягнуто в кожному окремому випадку [14].

Друга група заважаючих факторів пов'язана з рухомими тілами. Рух тіл всередині джерела (обертання кривошипно-шатунних механізмів ДВС, обертання роторів ЕД, рух ланок механізмів) супроводжується появою ланок динамічних

реакцій, що з'єднують джерело з об'єкт. У цьому випадку зниження коливальної активності джерела полягає в зниженні динамічних реакцій шляхом так званого врівноваження рухомих тіл.

Змінити дизайн об'єкта. Існує два способи зменшення механічних коливань, загальних для всіх механічних систем. Перший полягає в усуненні резонансних явищ. Якщо об'єкт має лінійні властивості, завдання зводиться до зміни його частот. Для нелінійних об'єктів повинні виконуватися умови відсутності резонансних явищ, розглянути в [15]. Другий шлях полягає в збільшенні дисипації

механічної енергії в об'єкті. Про дослідження можливості використання цього методу, дослідження демпфівувальних властивостей елементів конструкцій виробів повідомлялося в [16, 17].

Віброізоляція. Ефект віброізоляції зводиться до ослаблення зв'язків між джерелом і об'єктом, при цьому зменшуються динамічні дії, що передаються на об'єкт. Ослаблення зв'язків зазвичай супроводжується появою небажаних явищ: збільшенням статичного зміщення об'єкта відносно джерела, збільшенням амплітуди відносних коливань, збільшенням розмірів системи. Віброізоляція в деяких випадках є ефективним методом балансування [18]. Найпростішим прикладом віброізоляції може бути установка віброактивного обладнання на

пружних елементах. Серед досліджень, присвячених коливанням силових установок на пружних опорах у різних галузях техніки, слід насамперед назвати праці І.В.Анашєва [19], Корчемний І. В. [20], Ломакина В. В. [21] та ін.

У зв'язку зі зростанням вимог споживачів до комфорту водіння багато компаній почали широко використовувати на випускаються автомобілях гасителі коливань нового класу - гідропори [22, 23], які являють собою комбінацію однієї або декількох гумових опорних пружин і щонайменше дві камери, між якими амортизуюча 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 місцях кріплення вогнегасника. Динамічне гасіння досягається таким вибором параметрів гасіння, при якому ці додаткові дії частково врівноважують динамічні дії, збуджені

джерелом. У найпростішому випадку динамічний гаситель коливань являє собою масу, закріплену на предметі, захищеному пружним елементом, яка коливається в протифазі із силою збудження так, що дія останньої на основну масу повністю компенсується реакцією сила збудження. пружне з'єднання додаткової маси.

Слід зазначити, що зазначені вище основні методи зниження вібраційної активності машин знайшли своє широке застосування при проектуванні транспортних систем різного призначення, зокрема колісних і гусеничних машин. Зокрема, розроблені та застосовуються різні способи врівноваження газових і сил інерції в двигунах внутрішнього згорання (зменшення вібраційної активності

джерела), застосовуються різноманітні демпфіруючі пристрої, в тому числі регульовані в підвісках автомобілів, тракторів тощо. систем (модифікація конструкції об'єкта), віброізоляції кузовів і кабін транспортних засобів. В автомобільних трансмісіях найбільшого поширення набули динамічні гасители коливань, про що свідчать роботи багатьох відомих авторів [24, 25]. Нижче наведено основні принципи динамічного гасіння коливань.

Як відомо, метод динамічного гасіння коливань передбачає кріплення додаткових пристроїв до об'єкта віброзахисту з метою зміни його вібраційного стану [26]. Робота динамічних вогнегасників заснована на формуванні силових впливів, що передаються на об'єкт.

Зміна коливального стану об'єкта при прикріпленні динамічного демпфера може здійснюватися шляхом перерозподілу коливальної енергії від об'єкта в бік демпфера, а також у бік збільшення коливальної дисперсії енергії.

Перший реалізується зміною налаштування системи об'єкт-гасник за частотами активних коливальних збуджень шляхом регулювання пружноінерційних властивостей системи. У цьому випадку пристрої, що кріпляться до об'єкта, називаються динамічними інерційними вогнегасниками або антивібраторами. Для гасіння моногармонічних і вузькосмугових випадкових коливань застосовують інерційні гасители.

При дії вібраційних навантажень широкого частотного діапазону кращим є другий спосіб, заснований на підвищенні дисипативних властивостей системи

шляхом кріплення до об'єкта спеціально демпфованих додаткових елементів.

Динамічні гасителі дисипативного типу називаються амортизаторами або віброгасителями.

Можливі також комбіновані методи динамічного демпфування з використанням одночасної корекції пружноінерційних і дисипативних властивостей системи. Застосовувані при цьому вогнегасники називаються вогнегасниками динамічного тертя.

Активне гасіння вібрації. Динамічні вогнегасники конструктивно можуть бути виконані на основі пасивних елементів (інерційних мас, пружин, амортизаторів) і активних елементів з власними джерелами енергії.

В останньому випадку мова йде про застосування систем автоматичного керування зі зворотним зв'язком, в яких використовуються електричні, гідравлічні та пневматичні елементи керування. [11, 12] запропоновано

класифікацію керованих антивібраційних систем (АВС), згідно з якою активні антивібраційні системи (АВС) складають одну з трьох груп антивібраційних систем. Дві інші групи - це НД зі змінними параметрами та НД зі змінною структурою. У АВС виконавчі елементи безпосередньо впливають на об'єкт,

що охороняється. У системах віброзахисту зі змінними параметрами виконавчі пристрої впливають на пасивні елементи (масу, пружину, демпфер). У

антивібраційних системах зі змінною структурою можна змінювати порядок включення різних ланок. Розрізняють АВС з керуванням збуренням (сила або

кінематика), АВС з керуванням відхиленням (зворотний зв'язок прискорення, швидкість, переміщення) та самоналагоджувальний АВС.

Застосування активних елементів розширює можливості динамічного гасіння коливань, оскільки дозволяє безперервно регулювати параметри функції динамічного гасіння активних збурень і, відповідно, здійснювати гасіння в

мінливих умовах вібраційного навантаження. Подібні результати можна отримати, використовуючи пасивні пристрої з нелінійними характеристиками.

1.3 Об'єкт та завдання дослідження

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

Розглянутий автомобіль з повною масою 2975 кг оснащений бензиновим двигуном V8 з турбокомпресором, електродвигуном з максимальною потужністю до 80 кВт і планетарною 9-ступінчастою автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора. Загальна схема трансмісії автомобіля представлена рис. 1.16.

В рамках науково-дослідної роботи потрібно визначити оптимальне розташування гасника крутильних коливань у трансмісії автомобіля з КЕУ (див. рис. 1.17), враховуючи особливості функціонування електродвигуна як додаткового джерела силового і кінематичного впливу, і особливості динамічної навантаженості автоматичної коробки передач без гідротрансформатора, як правило, низькочастотним фільтром крутильних коливань трансмісії.

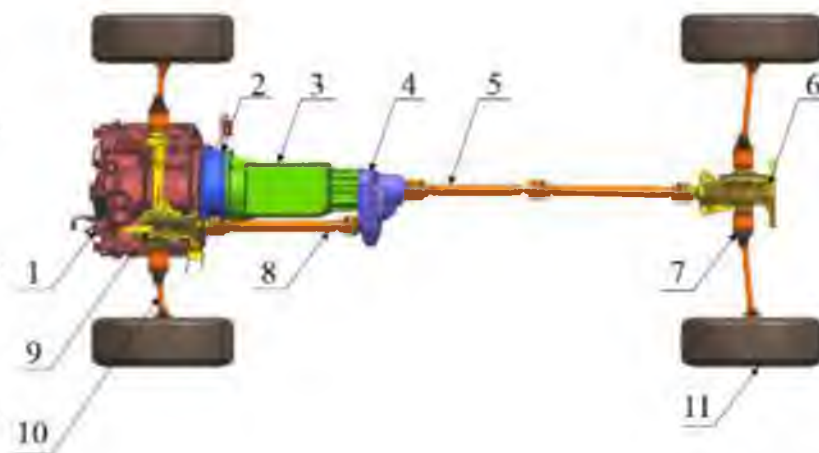


Рисунок 1.16 - Схема трансмісії досліджуваного автомобіля

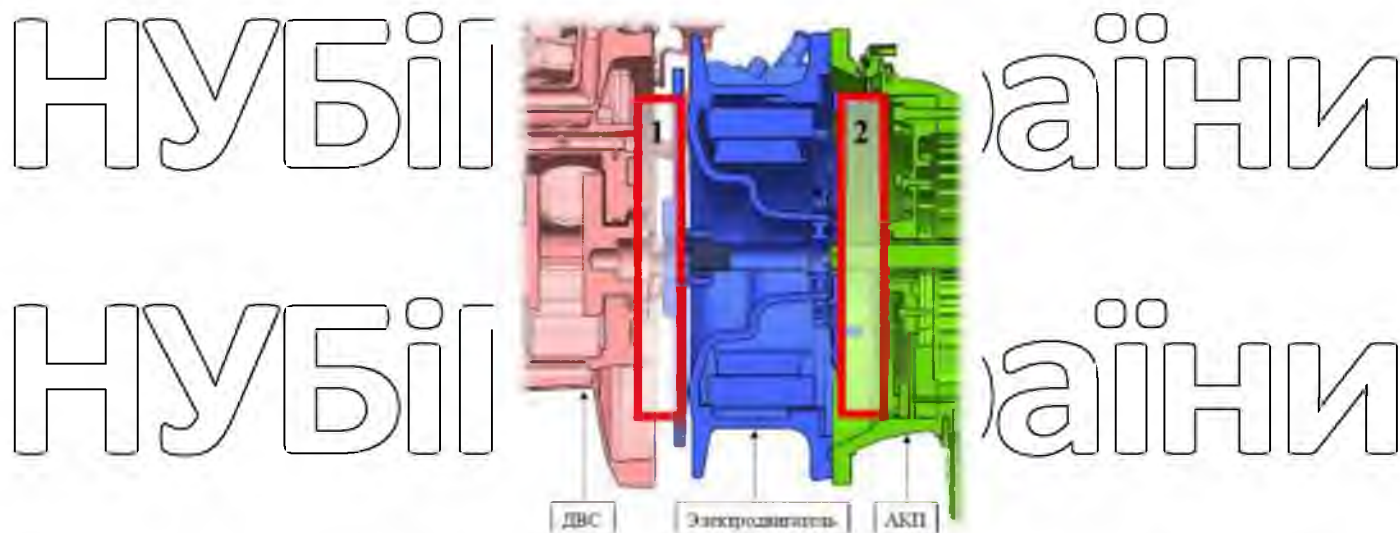


Рисунок 1.17 Концепція розташування гасника крутильних коливань у трансмісії автомобіля з KEU: 1 – між ДВЗ та електродвигуном, 2 – між електродвигуном та автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора

У межах науково-дослідної роботи вирішуються такі:

1. теоретичне дослідження динамічної навантаженості механічної системи:

- дослідження впливу гармонійних складових крутного моменту силової установки на механічну систему автомобіля з KEU;

- розробка імітаційної моделі динамічних процесів у приводі з KEU;

- дослідження впливу на коливання механічної системи інерційних та пружно-дисипативних параметрів трансмісії;

- визначення параметрів та конструктивних засобів для зменшення динамічної навантаженості механічної системи автомобіля з KEU;

2. Розробка комплексу інформаційно-вимірювальної апаратури;

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

4. Узагальнення результатів досліджень, розробка методу прогнозування динамічної навантаженості трансмісії автомобіля з KEU та коригування за результатами експерименту імітаційної моделі.

2 КРИТЕРІЙ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ ЗА РІВНЕМ ПРИСКОРЕННЯ КОЛИВАНЬ

Надійність конструкції визначається коефіцієнтом запасу переданого навантаження, перевищення якого призводить до виникнення небезпечних напруг в частинах трансмісії та їх передчасного виходу з ладу.

Однак для планетарних коробок передач з фрикційними елементами управління здатність передавати як крутний момент, так і його змінні складові обмежена коефіцієнтом запасу зчеплення β у фрикційних муфтах [27]. Якщо динамічні імпульси, що надходять від силової установки, перевищать допустиме значення, це призведе до заносу вузла тертя, максимальна амплітуда якого буде обмежена за рахунок сил тертя між дисками шляхом перетворення механічної енергії в теплову.

Для зниження температури поверхні дисків коефіцієнт запасу зчеплення повинен мати невелике значення, близьке до одиниці. Як правило, для фрикційних муфт, що працюють в маслі, значення β знаходиться в межах $\beta=1,1\dots 1,3$. Крім того, з точки зору керування АКПП, низьке значення запасу зчеплення дозволяє підвищити точність керування електромагнітними клапанами системи керування гідрокоробкою, що забезпечує, таким чином, плавність перемикання передач в автоматичному режимі способу передавання.

Таким чином, коефіцієнт запасу зчеплення, який передбачено в конструкції АКПП, визначає, з точки зору оптимального теплового навантаження фрикційних елементів керування, динамічне навантаження елементів трансмісії та плавність зачеплення фрикційних елементів зчеплення, допустимий рівень кутового прискорення основних елементів системи АКПП ФЕУ [28].

Розрахунок роботи буксирних фрикційних дисків дозволяє визначити максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас, що підводяться до АКПП. При цьому цей параметр може бути використаний не

тільки в ролі діагностики впливу вібрації, але і як критерій оцінки динамічного навантаження трансмісії.

Аналіз процесу ковзання фрикційних дисків [29] показує, що момент M_{ϕ} , який розвиває зчеплення у другому періоді ковзання, зростає до максимального значення при повному закритті дисків (див. рис. 2.1).

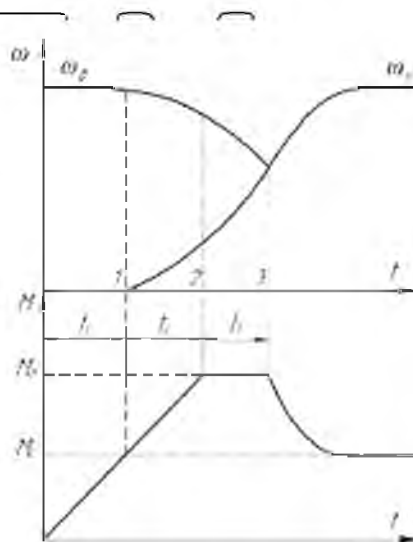


Рисунок 2.1 – Схема процесу буксування муфти: M_{ϕ} – максимальний момент, що розвивається муфтою; M_c – момент опору руху; ω_d – кутова швидкість валу ДВЗ; ω_n – кутова швидкість веденого валу муфти; t_1, t_2, t_3 – час відповідного періоду буксування

Згідно з представленою діаграмою (див. рис. 2.1), момент M_{ϕ} , муфтою, що розвивається, визначається за формулою (6)

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

де: M_{δ} – обертаючий момент ДВЗ, [Н·м];

$M_{\phi} = \beta \cdot M_{\delta}$ – максимальний момент, що розвивається муфтою, [Н·м];

β – коефіцієнт запасу зчеплення;

J_{δ} – момент інерції провідних елементів муфти, [кг·м²];

ε_{δ} – кутове прискорення інерційних мас, [рад/с²].

Таким чином, розглядаючи процес буксування при передачі певного моменту, що крутить, максимально допустиме значення кутового прискорення інерційних мас визначається за формулою (7).

$$\varepsilon_b = \frac{M_p \cdot (\beta - 1)}{J_p} \quad (7)$$

З урахуванням значення максимального крутного моменту двигуна V8, моментів інерції елементів трансмісії та значення коефіцієнта запасу зчеплення, рекомендованого для фрикційних муфт, що працюють з маслом, допустима межа кутового прискорення інерційних мас $\varepsilon_d = 1250$ [рад/с²] було визначено для досліджуваної механічної системи.

Ця величина береться за цільовий параметр при варіюванні характеристик ГКК і визначенні допустимої межі динамічного навантаження трансмісії.

2.1 Оцінка впливу на динамічне навантаження трансмісії роботи електродвигуна

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

Спектральний аналіз моменту ED виконується на основі аналізу функції моменту ED як функції часу. Для забезпечення необхідної частотної роздільної здатності при визначенні спектральної щільності моменту апроксимація функції, наведеної на рис. 2.2 а. Складено таблицю даних (дискретні значення) та визначено коефіцієнти тригонометричного ряду, що відповідають гармонікам моменту електродвигуна.

Зі спектру моменту випливає, що частота гармонік ED відповідає 55 (2034 [Гц]), 110 (4068 [Гц]) і 330 гармонікам двигуна внутрішнього згоряння, амплітуди гармонійних складових моменту рівні до 5, 2 [Нм], 4,5 [Нм] і 2,5 [Нм] відповідно (див. рис. 2.2 б), і не може викликати резонансу в розглянутій системі. Обробку проводили в пакеті програм Power-Graph Professional 3.3.8, призначеному для статистичної обробки результатів розрахунків або вимірювань.

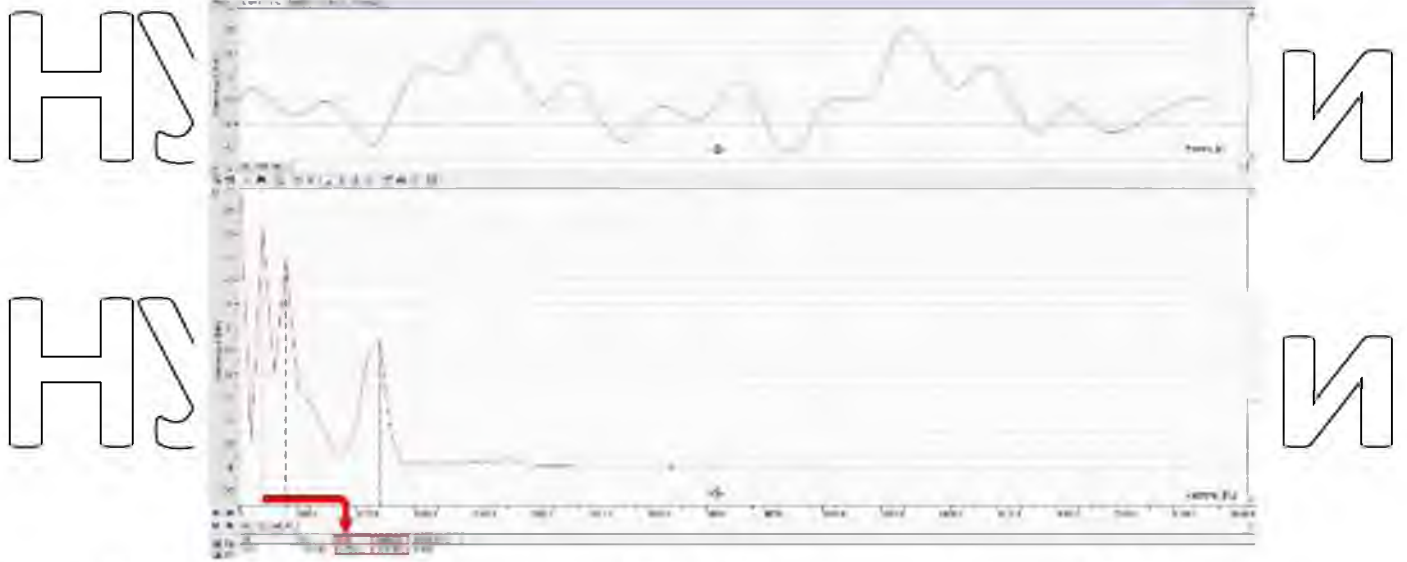


Рис. 2.2 — Спектральний аналіз крутного моменту електродвигуна:
 а - фрагмент осцилограми тимчасової функції крутного моменту електродвигуна; б - спектр крутного моменту електродвигуна при номінальній швидкості $n=2200 \text{ хв}^{-1}$.

2.2 Визначення динамічної навантаженості системи на встановлених режимах

Динамічна навантаженість визначається на основі імітаційного моделювання динаміки п'ятимасової системи на режимах роботи, що встановилися. Система диференціальних рівнянь наводиться нижче (8).

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

де: J_1 - наведений момент інерції частин ДВЗ, що обертаються, включаючи момент інерції маховика;

J_2 - наведений момент інерції обертових частин електродвигуна;

J_3 - наведений момент інерції обертових частин першого планетарного механізму АКП;

J_4 - наведений момент інерції частин другого планетарного механізму, що обертаються АКП;

J_5 - наведений момент інерції колісної машини;

b_1 - коефіцієнт дисипації ГКК між маховиком ДВЗ та ротором ЕД;

b_2 - коефіцієнт дисипації ГКК між ротором ЕД і АКП;

c_1 - наведена жорсткість ротора ЕД;

c_2 - наведена жорсткість входного валу АКП;

c_3 - наведена жорсткість входного валу та циліндричної втулки АКП;

c_4 - наведена жорсткість карданних валів та півосей;

$\varphi_1 \dots \varphi_5, \varphi_1' \dots \varphi_5', \varphi_1'' \dots \varphi_5''$ - узагальнені координати та їх відповідні похідні;

$M(t)$ - обурливий момент, створюваний КЕУ.

Дослідження виконано за п'ятимасовою моделлю в програмному пакеті LMS Imagine.Lab Wheel Torque Management Solution.

На рис. 2.3 наведено блок-схему програми розрахунку динаміки механічної системи, де джерелом обурюючого впливу на п'ятимасову модель «ДВЗ - ЕД - ПМ1 - ПМ2 - ТС» є змінні складові крутного моменту ДВЗ та електродвигуна [33]. У процесі моделювання двигун розганявся за 20 с 500 [хв⁻¹] до 6000 [хв⁻¹].

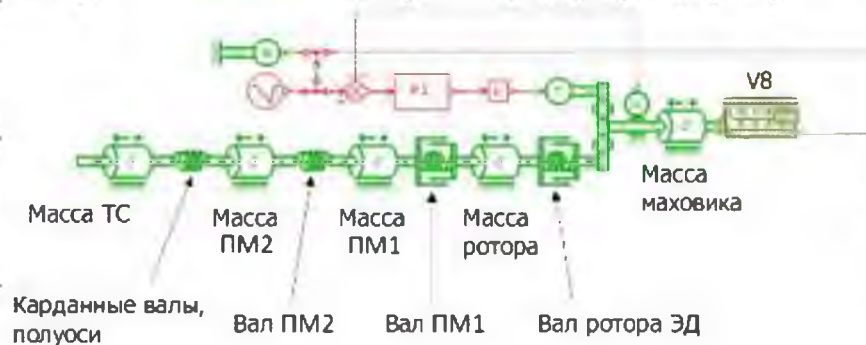


Рисунок 2.3 - Блок-схема програми розрахунку динаміки системи

Результати моделювання представлені у вигляді фрагментів осцилограм, що характеризують зміну прискорень (див. рис. 2.4) і у вигляді амплітудно-частотного 3D-спектру на кожній з основних гармонік двигуна (див. рис. 2.5) на першій передачі. З отриманого 3D-спектру видно на яких частотах обертання садової установки і з якою амплітудою виникають резонансні явища кожної з інерційних мас системи.

Результати обробки даних дослідження динамічної навантаженості зведені в табл. 6

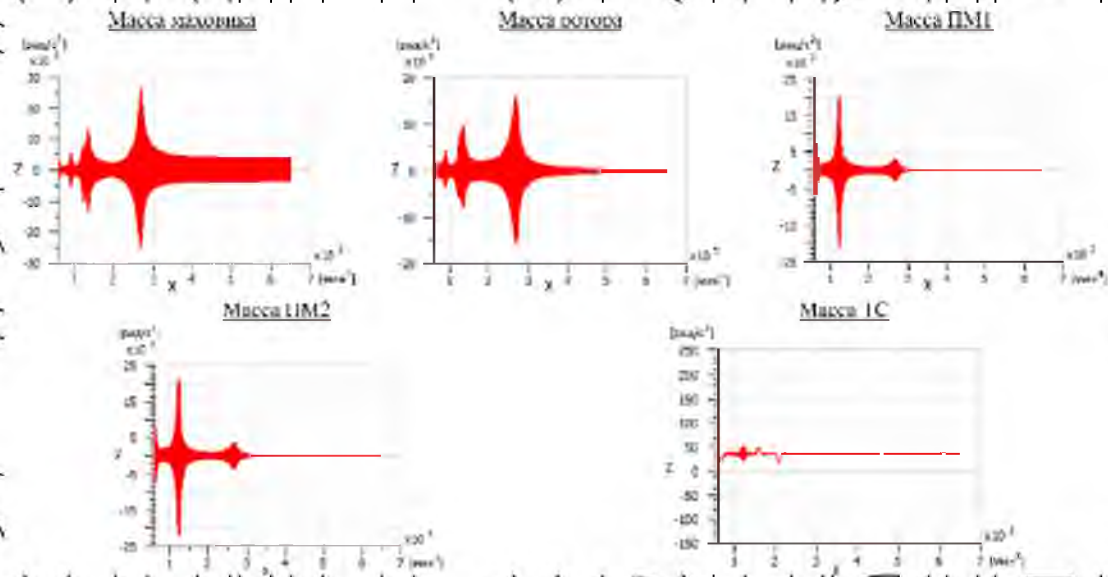


Рисунок 2.4 - Фрагменти осцилограм що характеризують зміну прискорень на першій передачі: вісь Z - кутове прискорення, $[\text{рад}/\text{с}^2]$; вісь X - частота обертання колінчастого валу ДВЗ, $[\text{хв}^{-1}]$

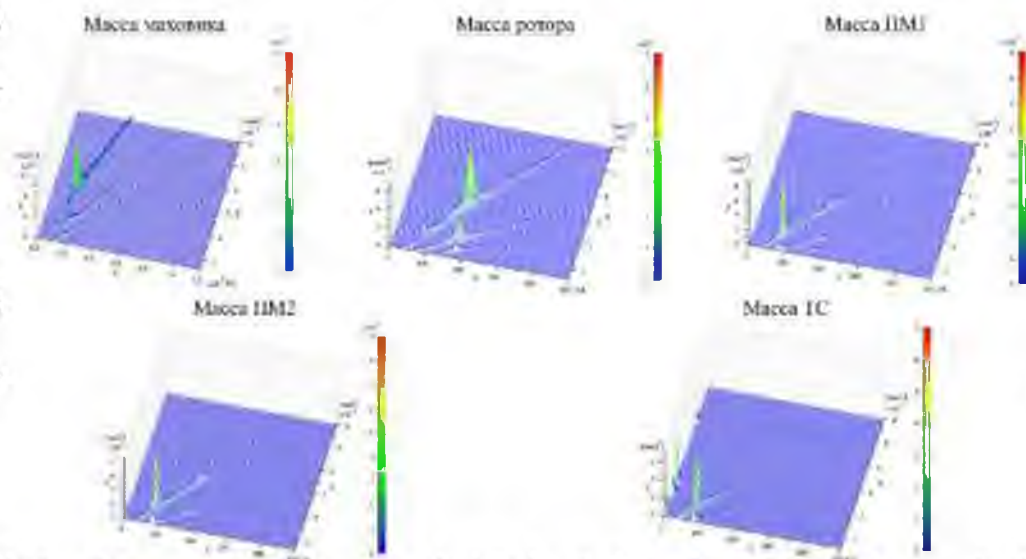


Рис 2.5 - Амплітудно-частотний/3D-спектр на першій передачі: вісь X - частота обертання колінчастого валу двигуна, $[\text{хв}^{-1}]$, вісь Y - частота коливань, $[\text{Гц}]$, вісь Z - кутове прискорення, $[\text{рад}/\text{с}^2]$

Таблиця 6 - Результати обробки отриманих даних дослідження динамічної навантаженості автомобіля з КЕУ за спектрограмою

№ передачі	Кутові прискорення інерційних мас, [рад/с ²]				
	Маховик ДВЗ	Ротор ЕД	ІМ1	ІМ2	ГЗ
1	12000	7000	9000	9000	7,0
2	12000	7000	2500	2500	3,5
3	12000	7000	4000	4500	5,0
4	12000	5000	3000	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 даних випливає, що рівень вібронавантаженості всіх мас, крім п'ятої (що імітує автомобіль) від двох до двадцяти чотирьох разів перевищує допустимий 1250 [рад/с²].

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Мета та об'єкт експериментального дослідження

За результатами теоретичного дослідження динаміки механічної системи розроблено імітаційну модель динамічних процесів у трансмісії з КСУ, яка дозволяє прогнозувати вібраційне навантаження автомобільної трансмісії та визначати параметри гасіння коливань кочення з самих раних етапів структурного проектування.

Метою експериментального дослідження є:

- експериментальне визначення динамічного навантаження трансмісії за встановленими режимами руху;
- порівняння результатів теоретичного та експериментального дослідження динамічного навантаження трансмісії;
- оцінка правильності припущень, наведених у розрахунковій моделі, коригування та перевірка за результатами експерименту імітаційної моделі.

Як об'єкт випробування використовується автомобіль оснащений 9-ти ступінчастою автоматичною коробкою передач без гідротрансформатора або трансмісії, що поєднує в собі бензиновий двигун V8 з турбонадувом і електродвигун потужністю 80 кВт.

Оскільки за результатами моделювання досліджуваної системи було вирішено встановити ГКК між ДВЗ та ЕД із запропонованими пружноінерційними характеристиками, що, зокрема, дає змогу зменшити динамічне навантаження електродвигуна вище в 4-17,5 разів, то при оцінці конструктивних можливостей і організації розташування вогнегасника в маховику двигунів внутрішнього згоряння обрано двомасовий маховик від ГКК. (ДММ) (див. рис. 3.1.).

НУБ



ІНИ

НУБ

ІНИ

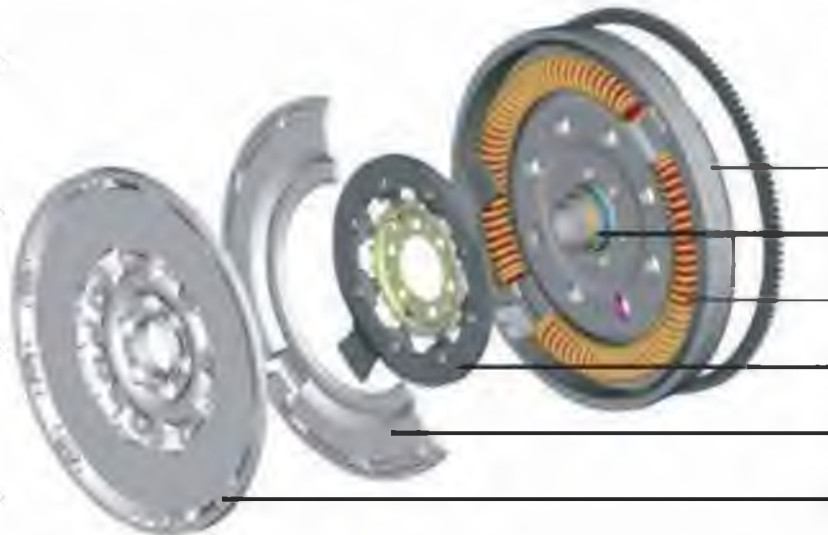
Рисунок 3.1 - Двомасовий маховик

НУБІП України

Двомасовий маховик (див. рис. 3.2) складається з двох дисків, в основі яких розміщений підшипник [30, 31]. Перший диск кріпиться на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння і має вінець для підключення стартера, другий з'єднаний з ротором електродвигуна. Між дисками встановлена пружинна система амортизації. Диски мають здатність обертатися відносно один одного, а пружини гасять шум і вібрацію, що виникають при роботі ДВС.

НУБІП України

НУ



НИ

НУ

НИ

Рисунок 3.2 - Влаштування двомасового маховика

НУБІП України

3.2. Визначення характеристик двомасового маховика

Перед установкою ДММ в коробку передач досліджуваного транспортного засобу і проведенням дорожніх випробувань виконується серія вимірювань для визначення:

– жорсткість обертання пружин двомасового маховика;

– момент інерції двомасового маховика

При визначенні крутильної жорсткості пружин береться відлік кута повороту першої інерційної маси двомасового маховика при її навантаженні

крутним моментом, поступово зростаючим до 1000 Нм відносно другої нерухомої. Графік обертальної жорсткості ДММ показано на рис. 3.3.

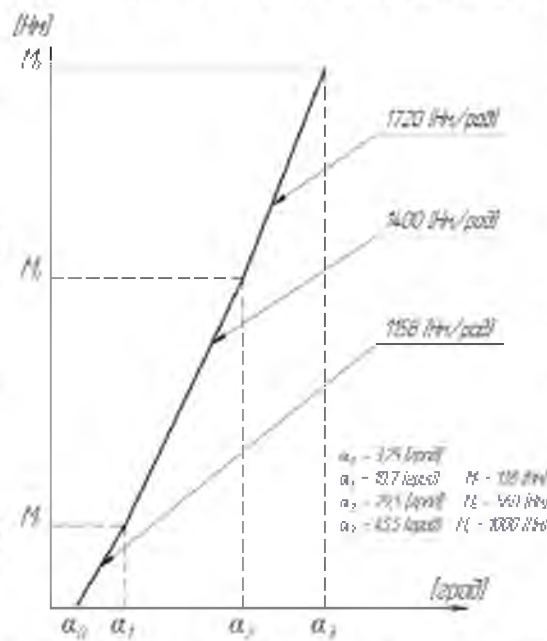


Рисунок 3.3 - Характеристика крутильної жорсткості ДММ

За результатами вимірювань отримано прогресивну характеристику, що складається з трьох різних ділянок твердості. Отримані значення відповідають значенням, зазначеним у проекті, не перевищують допустимого значення 3000 Нм/рад.

Для визначення моменту інерції ДММ використовувався найпоширеніший спосіб накачування об'єкта в біфілярний підвіс.

У цьому випадку двомасовий маятник розташовувався на однаковій відстані від ниток, що проходять через центр ваги осі обертання [39]. Знаючи довжину дроту і відстань між осями дротів, для малих кутів повороту об'єкта шуканий момент інерції визначають за формулою (11).

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

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

T - середній період коливань за 50-100 коливань, с;

l - довжина дротів, м;

a - відстань між осями дротів, м;

Q - вага об'єкта, Н.

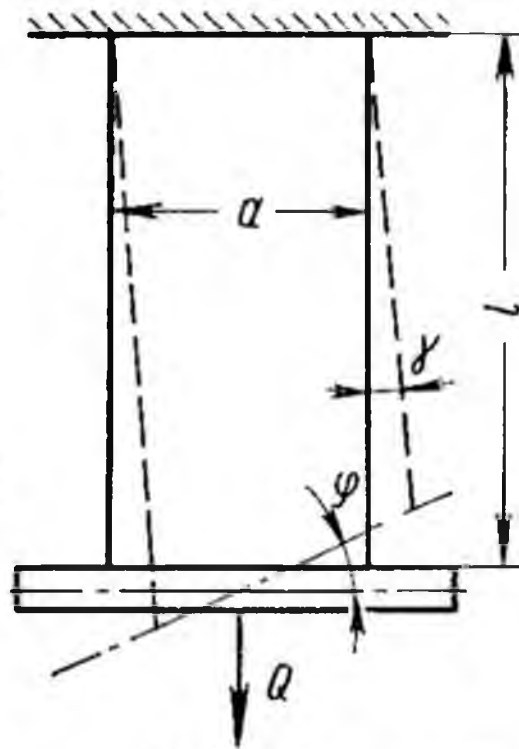


Рисунок 3.4 - Досвідчене визначення моменту інерції ДММ

За результатами проведеного виміру момент інерції ДММ становить

$J=0,137$ [$\text{кг} \cdot \text{м}^2$], де момент інерції первинної маси становить $J_1=0,122$ [$\text{кг} \cdot \text{м}^2$], а

вторинної $J_2=0,015$ [$\text{кг} \cdot \text{м}^2$].

3.3. Комплекс реєстраційно-вимірювальної апаратури

Відповідно до поставлених у дисертаційній роботі завдань, для експериментальної оцінки динамічної навантаженості системи підготовлено комплекс реєстраційно-вимірювальної апаратури [32], склад якої представлений у табл. 11.

Таблиця 11 - Склад реєстраційно-вимірювальної апаратури

№	Устаткування	Ілюстрація	Призначення
1	АЦП L-Card E14-440, перетворювач імпульс-частота-напруга (ІЧН)		Реєстрація вимірюваних параметрів
2	Тензорезистори ЕСF350-3НА-В-(11) N1-8P (4 шт.)		Вимірювання деформації механічно пов'язаних з ними елементів
3	Передавач Т01-1		Посилення, перетворення та безконтактна передача на приймач сигналів з тензорезисторів
4	Приймач Т01-2		Приєм сигналів з передавача та передача на реєстраційно-вимірювальний прибор




5	Акумуляторна батарея Т01-5		Живлення тензомоста та передавача
6	Імпульсний датчик частоти обертання ІС-445		Визначення частоти обертання карданного валу
7	Датчик частоти обертання вхідного валу АКП/колінчастого валу ДВЗ (2 шт.)		Визначення частоти обертання валів

Схема встановлення реєструючої та вимірної апаратури в установці для вимірювання досліджуваних параметрів представлена на рис. 3.5.

Як первинні перетворювачі для реєстрації крутного моменту використовувалися тензометри типу ECF350-3HA-B-(11)-N1-SR зварені в задній вал заповною схемою [33].

Для підсилення, перетворення та безконтактної передачі на пристрій реєстрації та вимірювання сигналів тензорного опору використовувався тензорометричний підсилювач (далі підсилювач тензорів) (див. рис. 3.6).

Принцип роботи підсилювача напруги заснований на перетворенні сигналу напруги моста в імпульси модульованої частоти і передачі їх через електростатичну зв'язок (конденсатор) від об'єкта, що обертається, до нерухомого об'єкта. Функціональна схема підсилювача напруги показана на рис. 3.7.

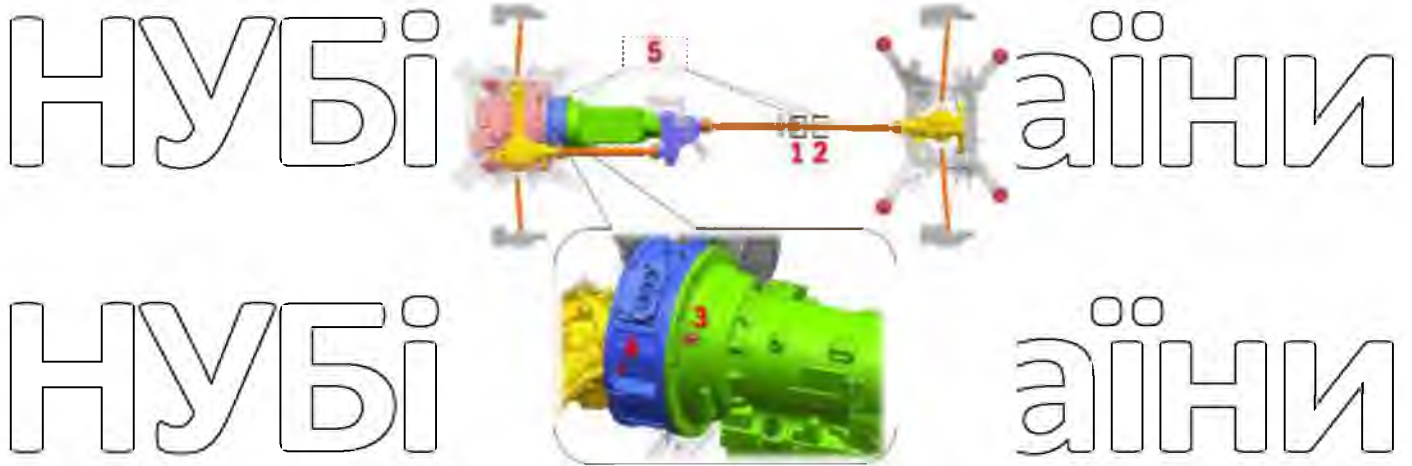


Рисунок 3.5 - Схема монтажу реєструючої та вимірювальної апаратури:

1 - імпульсний датчик частоти обертання свердловини ІС-445; 2 - телеметричний підсилювач напруги ТТ01 у бурінні; 3 - датчик частоти обертання вхідного вала АКПП; 4 - датчик обертів коліс дизеля; 5 - L карта ADC E14-440

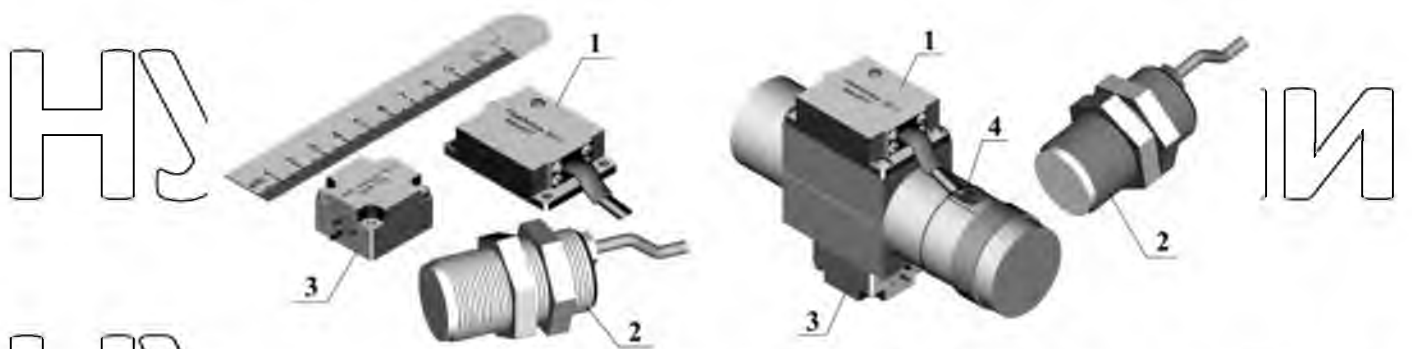


Рисунок 3.6 - Зарядний пристрій телеметрії ТТ01: 1 - передавач ТТ01-1; 2 - ствольна коробка ТТ01-2; 3 - акумуляторна батарея ТТ01-5; 4 - мірка

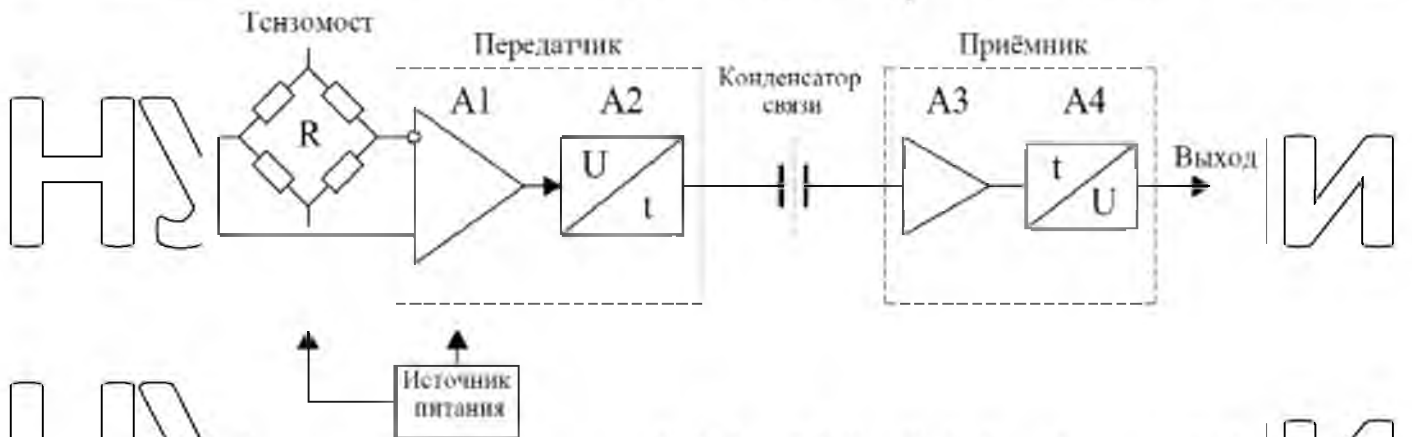


Рисунок 3.7 - Схема функціональна тензопідсилювача

Відповідно до представленої функціональної схеми роботи тензоусилителя сигнал розбалансу тензомоста R посилюється підсилювачем А1, передавача 1 надходить на вхід перетворювача А2, де перетворюється під час модульовані імпульси.

Через конденсатор зв'язку, утворений антенами передавача і приймача, час модульовані імпульси надходять на вхід попереднього підсилювача приймача А3, вихід якого підключений до перетворювача А4. Перетворювач А4 здійснює зворотнє перетворення час модульованих імпульсів аналоговий сигнал, який надходить на вихід приймача.

При передачі сигналів за допомогою електростатичного зв'язку, для підвищення стійкості до перешкод, використаний загальний провід передавальної і приймальної частини вимірювальної системи через «масу» автомобіля. Передавальна антена виконана у вигляді кількох витків ізолюваного дроту, намотаного на задній карданний вал.

Поблизу передавальної антени з відривом 10 [мм] встановлено приймач Т01-2. Регулювання зазору між антеною та переднім торцем приймача зроблено гайками, навернутими на корпус приймального пристрою. Живлення приймача здійснено від бортової мережі транспортного засобу.

Для постачання електроенергією тензомосту та передавача Т01-1 тензопідсилювача телеметричного ТТ-01 використана літій-іонна акумуляторна батарея Т01-5 з номінальною напругою живлення 5,5 [В] та ємністю 1100 [мАч].

Величина номінального вхідного сигналу передавача оцінюється як відношення напруги розбалансу тензомоста до напруги живлення тензомоста

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

де: β – номінальний вхідний сигнал, мВ/В;

ΔU – напруга розбалансу тензомосту, мВ;

U – напруга живлення мосту, В.

Відповідно до технічних характеристик вимірювальної апаратури, напруга на виході приймача, що відповідає нульовому вхідному сигналу передавача

(збалансований тензоміст), становить 3 [В]. За наявності опору навантаження напруга на виході приймана змінюється не більше $\pm 2,5$ [В]. Відповідно до технічних вимог тензопідсилювача проведено балансування тензомоста, шляхом підпаювання резистора паралельно одному з плечей моста.

Ступінь вимірюваної відносної деформації оцінюється програмно відповідно до формули (13).

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

де: ε – відносна деформація, [1000Eод];

β – номінальний вхідний сигнал, [мВ/В];

S – коефіцієнт тензочутливості тензорезисторів;

ΔU – різницю напруг, виміряних реєструючим приладом до та після застосування навантаження;

U_n – номінальна вихідна напруга тензопідсилювача, що дорівнює 2,5 [В].

Після приклеювання тензорних резисторів до заднього валу і балансування тягового моста була проведена телеметрична калібрування, яка полягає в порівнянні значень імпульсів, що надходять на виході ресивера, зі стандартними показаннями крутного моменту опори датчик (див. рис. 3.8).



Рисунок 3.8 – Гарування показань тензопідсилювача телеметричного ТТ01: 1 - планетарний редуктор, що навантажує; 2 - датчик крутного моменту стенду; 3 – задній карданний вал; 4 - тензопідсилювач телеметричний ТТ01

Для визначення частоти обертання заднього карданного валу використовувався датчик імпульсів ІС-445. Для визначення частоти обертання вхідного вала коробки передач і колінчастого вала ДВЗ використовувалися датчики Р503 фірми Tuso Electronics, засновані на ефекті Холла. Знімається з вище зазначених датчиків частот обертання сигнал після перетворення в блоці «імпульс-частота-напруга» (ІЧН), подається на аналогово-цифровий перетворювач (АЦП). Реєстрація сигналу, перетвореного АЦП L-Card Е14-440, здійснювалася на персональному комп'ютері з подальшою обробкою в програмному пакеті PowerGraph 3.3 Professional [13].

Калібрування датчиків частот обертання у складі ІЧН виконувалося з використанням низькочастотного генератора сигналів. Результати калібрувальних випробувань зведені у табл. 12.

Таблиця 12 - Результати калібрувальних випробувань датчиків

Параметр калібрування	Вимірювана фізична величина			
	Обертаючий момент, Нм/В	Оберти колінчастого вала ДВЗ, Гц/В	Оберти вхідного валу АКП, Гц/В	Оберти 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 трансмісії та електродвигун. Для вимірювання телеметрії та датчика пульсу ІС-445 в досліджуваному об'єкті необхідно було виготовити окремі кронштейни та гребінки з металевих зубців, які кріпляться до опори стандартними болтами, рівна кутова швидкість (див. рис. 3.9, 3.10).

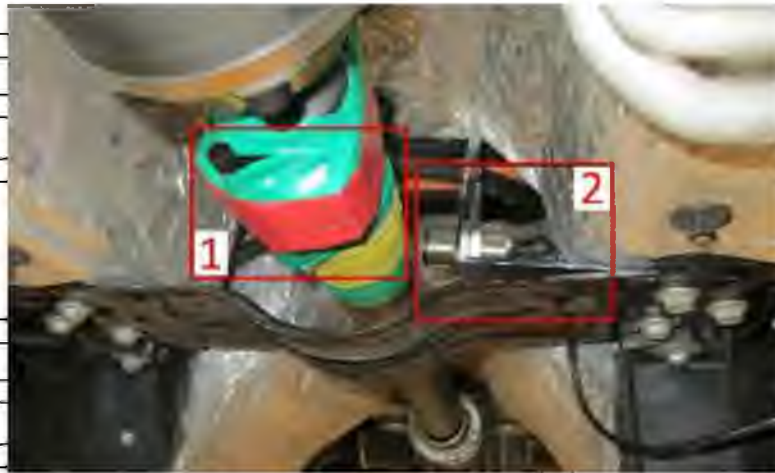


Рисунок 3.9 – Розміщення датчика крутного моменту на валу задньої коробки передач: 1 — блок деталей телеметричної передачі; 2 - приймач сигналу



Рисунок 3.10 – Розміщення датчика швидкості в універсальній частині трансмісії: 1 - металева гребінка; 2 - датчик пульсу IC-445

Пучок проводів датчика та приймача проходить з-під автомобіля через задні двері в салон автомобіля, де вони з'єднуються відповідно до номерів каналів на роз'ємах проводів і блоку обробки сигналів. У зв'язку з можливістю, при роботі транспортного засобу, появи в бортовій мережі імпульсної напруги з різким збільшенням амплітуди, в блоці попередньої обробки сигналів передбачено стабілізатор напруги, через який здійснюється харчування приймача, ПЧН і АЦП (див. рис. 3.11)



Рисунок 3.11 – Реєструвальна апаратура: 1 – АЦПL-Sara E14 440; 2 – ПЦП

3.4 Обсяг лабораторно-дорожніх випробувань

Для валідації розрахункової моделі з однієї динамічної навантаженості системи «ДВЗ – ЕД – АКП – ГЗ» підготовлено програму проведення лабораторно-дорожніх випробувань, яка представлена в табл. 13.

Таблиця 13 - Оцінювані характеристики автомобіля під час проведення лабораторно-дорожніх випробувань

Досліджувані параметри	Режими випробувань
1. Визначення відносної частоти обертання веденої та провідної частин двомасового маховика	Випробування проводяться на нейтральній передачі трансмісії у таких режимах: 1) при пуску - розгоні - глухання двигуна; 2) при ступінчастій зміні обертів двигуна від обертів холостого ходу (650 [хв ⁻¹]) до 3000 [хв ⁻¹] з кроком 100 [хв ⁻¹]; 3) при ступінчастій зміні оборотів двигуна від 3000 [хв ⁻¹] до 650 [хв ⁻¹] з кроком 100 [хв ⁻¹].
2. Визначення крутного моменту на карданному валу від роздавальної коробки до редуктора заднього моста	Випробування проводяться на режимах: 1) при руханні з місця на 1, 2 передачах переднього ходу та передачі заднього ходу; 2) під час руху з перемиканням передач (знизу-вгору і навпаки); 3) під час руху кожної передачі з плавним збільшенням оборотів двигуна від мінімально стійких (650 [хв ⁻¹]) до 3000 [хв ⁻¹].

4 ДИНАМІЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ТРАНСМІСІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В РІЗНИХ РЕЖИМАХ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Визначення динамічного навантаження трансмісії (крутного моменту на валу коробки передач до головної передачі заднього моста) проводили в наступних режимах:

- 1) при рушанні автомобіля під час руху вперед і назад;
- 2) під час руху з перемиканням передач (знизу-вгору і навпаки);
- 3) під час руху кожної передачі з плавним збільшенням оборотів двигуна від мінімально стійких ($650 \text{ [хв}^{-1}\text{]}$) до $3000 \text{ [хв}^{-1}\text{]}$.

Фрагменти найбільш типових осцилограм представлені на рисунку 4.1, 4.2. Рис. 4.1 наведено параметри, що описують динамічне навантаження автомобіля під час рушання з місця, розгону з 1-ї по 9-ю передачі та уповільнення до 1-ї в режимі автоматичного керування перемиканням передач. На рисунку 4.1 наведено фрагмент осцилограми із записом параметрів, що описують динамічне навантаження трансмісії автомобіля при розгоні з примусовим утриманням АКПП на 5 передачі.

З результатів обробки випливає, що числові значення парних частотних характеристик, власних частот не завжди відповідають розрахунковим значенням (див. таблицю 14, колонки 2, 3). Як видно з таблиці, частота його коливань, що відповідає формі нижнього вузла, у 2,0-2,5 рази менша від розрахованої за імітаційною моделлю.

Детальний аналіз експериментальних даних показав, що розрахункова схема визначає параметри гнучкості руху при одночасній активації обох мостів. Це не відповідає фактичному стану автомобіля під час руху (вимкнений передній міст).

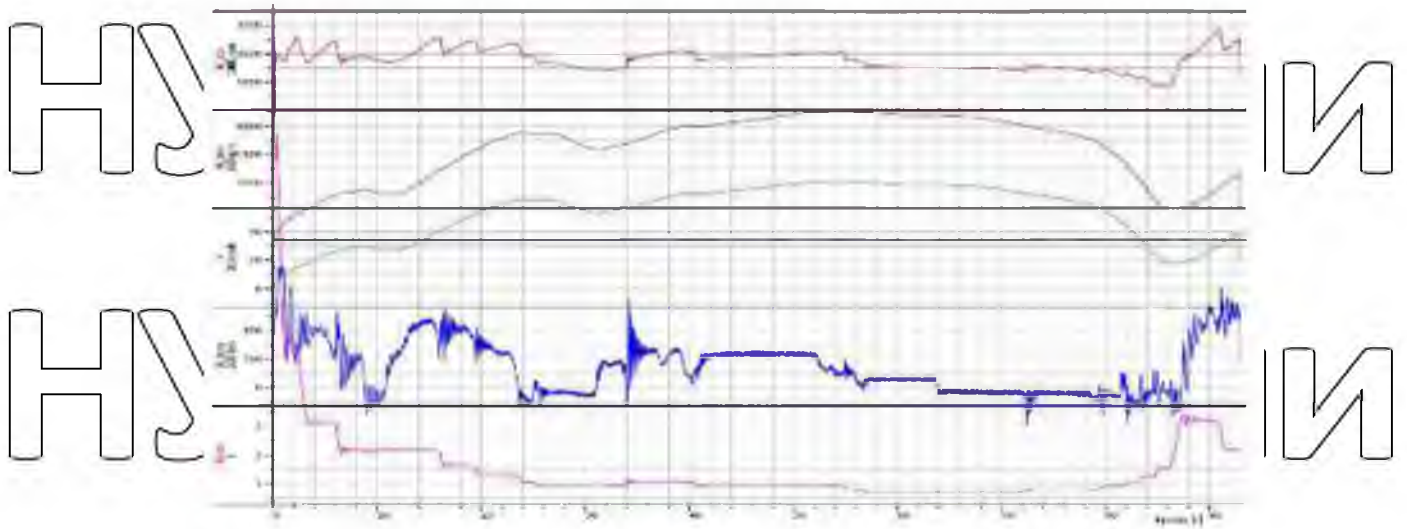


Рисунок 4.1 - Фрагмент осцилограми: N_{tcu} – частота обертання вхідного валу АКП, $[кв^{-1}]$; N_{psh} – частота обертання карданного валу, $[кв^{-1}]$; V – швидкість руху автомобіля, $[км/ч]$; R_{torg} – крутний момент на карданному валу, $[Нм]$; Ratio – передавальне число АКП

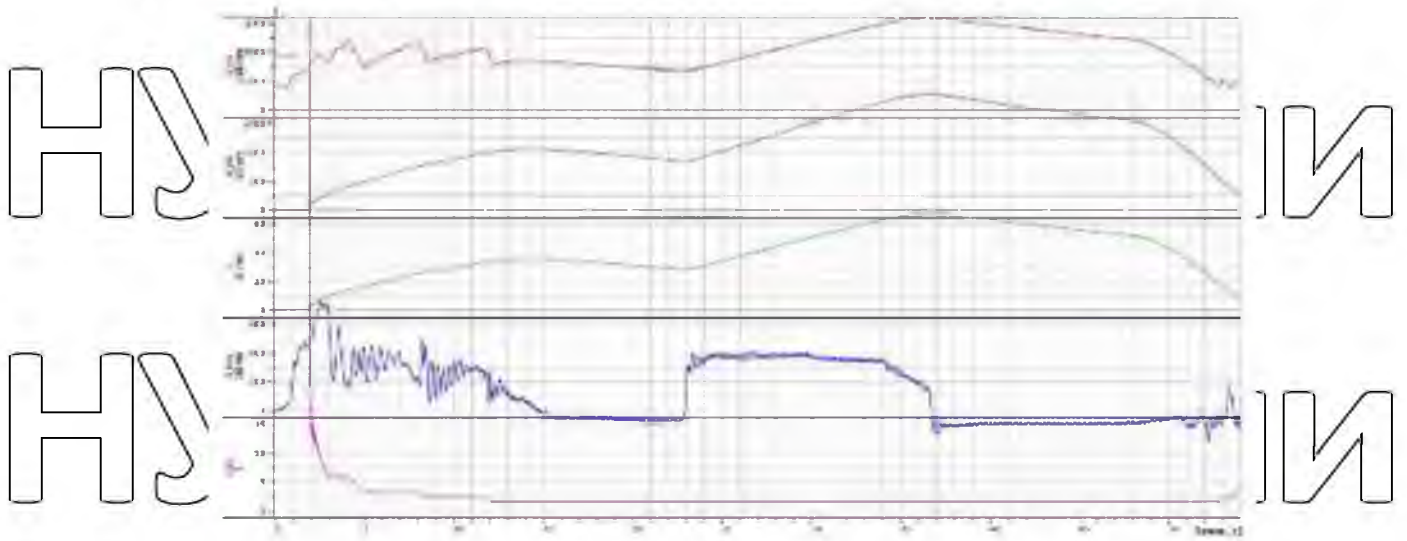


Рисунок 4.2 - Фрагмент осцилограми: N_{tcu} – частота обертання вхідного валу АКП, $[кв^{-1}]$; N_{psh} – частота обертання карданного валу, $[кв^{-1}]$; V – швидкість руху автомобіля, $[км/ч]$; R_{torg} – крутний момент на карданному валу, $[Нм]$; Ratio – передавальне число АКП

НУБІП України

Таблиця 14. Результати обробки розрахункових та експериментальних даних

№ передачі	Розрахунок	Частота власних коливань ω [Гц]	
		Експеримент (привід переднього мосту вимкнено)	Результати розрахунку за коригованою моделлю
1	2	3	4
I	3,8	4,5 ... 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
3X	3,7	1,65 ... 1,95	1,6

З огляду на реальну державну модель, звичайно, при поломці передньої осі задана інерційна маса автомобіля та загальна жорсткість ділянки між АКПП і автомобілем зменшаться з 4396 Нм/рад до 1857 Нм/рад відповідно, а власні частоти системи в першій нижчій формі вібрації. Діаграма для розрахунку сумісності частини «трансмісія-автомобіль» при дезактивації колеса передньої осі вантажівки наведена на малюнку. 4.5. Крім того, в імітаційній моделі при визначенні моменту інерції вала двигуна та ротора ED не враховується момент інерції двомасового маховика (момент інерції вала двигуна збільшується на 0,122) кг·м², а момент інерції ротора OD збільшується на 0,015 кг·м².

Результати розрахунку власних частот системи за коригованою моделлю, з урахуванням наведеного вище, зведені в табл. 15. Коригування розрахункової схеми і, відповідно, імітаційної моделі дозволило забезпечити задовільний збігність частотних характеристик динамічних процесів у трансмісії (див. табл. 14, колонки 3, 4).

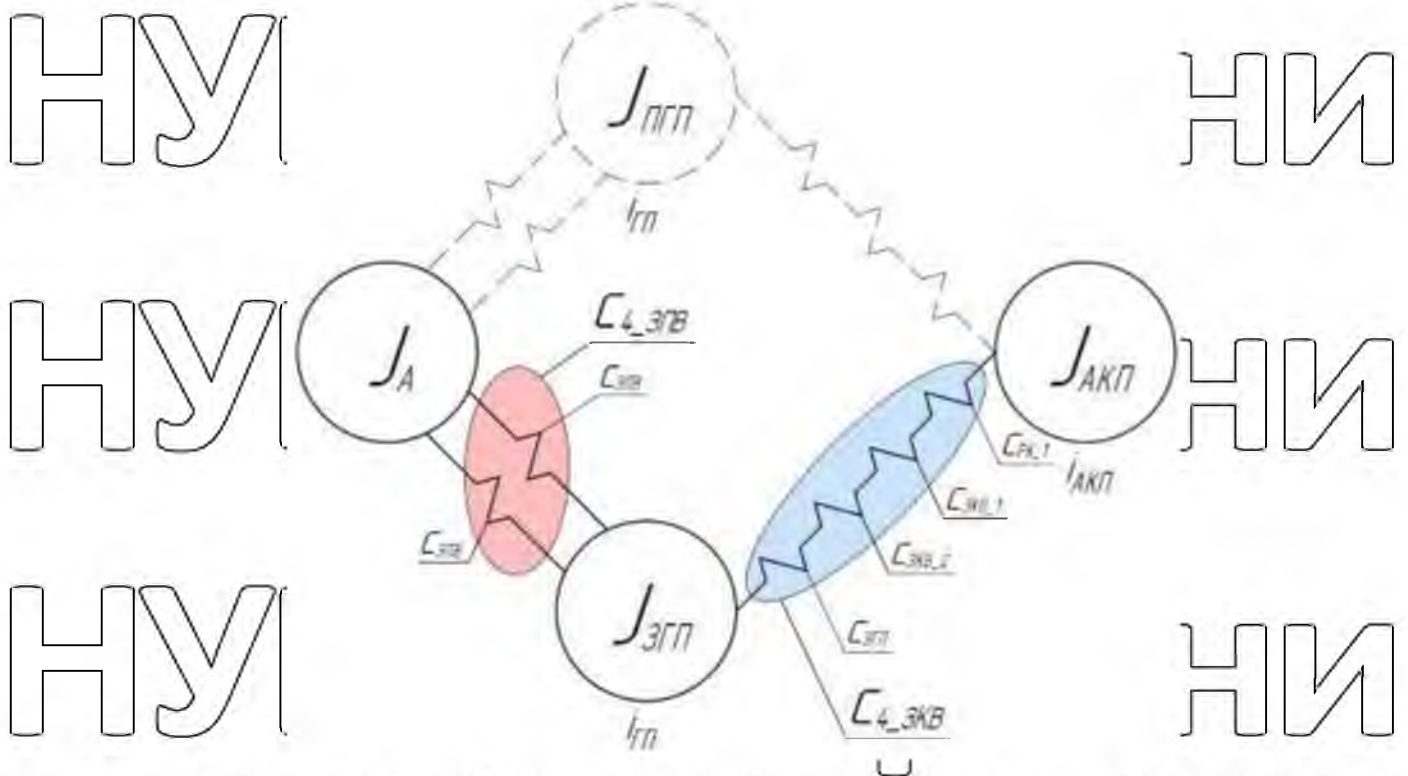


Рисунок 4.3 - Схема розрахунку податливості ділянки трансмісія-автомобіль при відключенні приводу переднього моста ТЗ

Таблиця 15 - Результати розрахунку власних частот системи за коригованою моделлю

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
3X	1,6	14,5	77,0	433,9

З наведених даних випливає, що більш точний облік пружно-інерційних характеристик імітаційної моделі призводить до значної зміни власної частоти, що відповідає першій нижчій формі коливань з вузлом коливань в

зони півосей провідного моста. Збільшення моментів інерції маховика ДВЗ та ротора ЕД за рахунок приєднання додаткових інерційних мас двомасового маховика також призводить до зміни частоти двовузлової форми коливань - зменшення в 1,3...1,5 рази (з вузлом між ведучою та веденою масами ДММ).

Але дана неточність має позитивні наслідки, внаслідок покращення фільтруючих властивостей низькочастотного ДММ.

Слід зазначити, що існує незначна різниця в модальних характеристиках (5...10%), отриманих розрахунково-експериментальними методами. Це пояснюється тим, що фактичні процеси є складнішими, ніж ті, що припускаються в розрахунках. Зокрема, причиною цього може бути невизначеність стану фрикційних і гнучких передач у режимі передачі, а також нелінійність динамічної системи. Сказане, перш за все, відноситься до нижчої форми - першої форми коливань. Зміна динамічного моменту, що відповідає формам 2, 3 і 4, не визначається за рахунок ефективної роботи СКК, що підтверджується результатами розрахунків і експериментів (розрахунковий спектр автоматичного моменту валу коробки передач і приєднання інерційних мас для шостої передачі в таблиці 16).

На рис.4.4 наведено спектр крутного моменту вихідного вала АКПП для 6-ї передачі. Як показано на рисунку, амплітуди складових спектру моменту фіксуються на рівні 2..6 Нм, у тому числі на частоті 48...50 Гц під час розрахунку. Результати порівняння розрахункових та експериментальних даних показують їхню задовільну збіжність (за частотами та амплітудами).

Розрахунок на основі імітаційної моделі показує незначну реакцію динамічної системи на 4 гармоніку двигуна за третьою формою коливань (в діапазоні частот 38,6...81,6 Гц). При цьому значення розрахованих амплітуд знаходяться на рівні, який не враховується в імітаційній моделі, а під час експерименту з високочастотними складовими моменту обертання, які мають незначні з точки зору амплітуди оцінка динамічного навантаження.

Таблиця 16 – Спектр прискорень інерційних мас і моментів, що крутять, на VI передачі

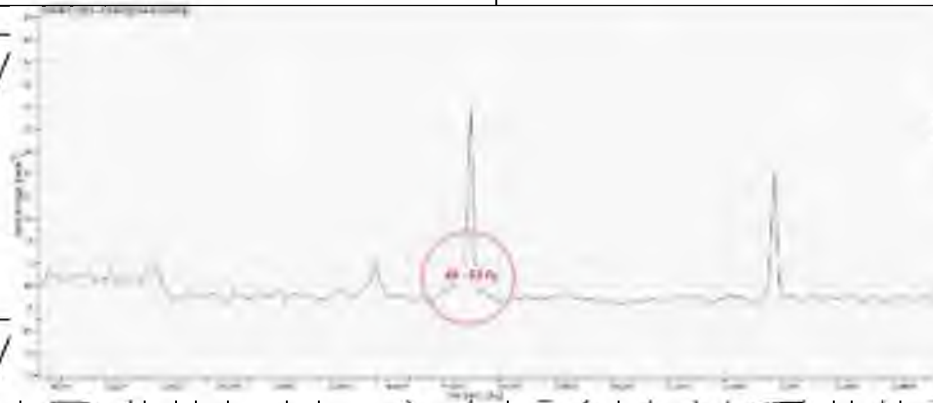
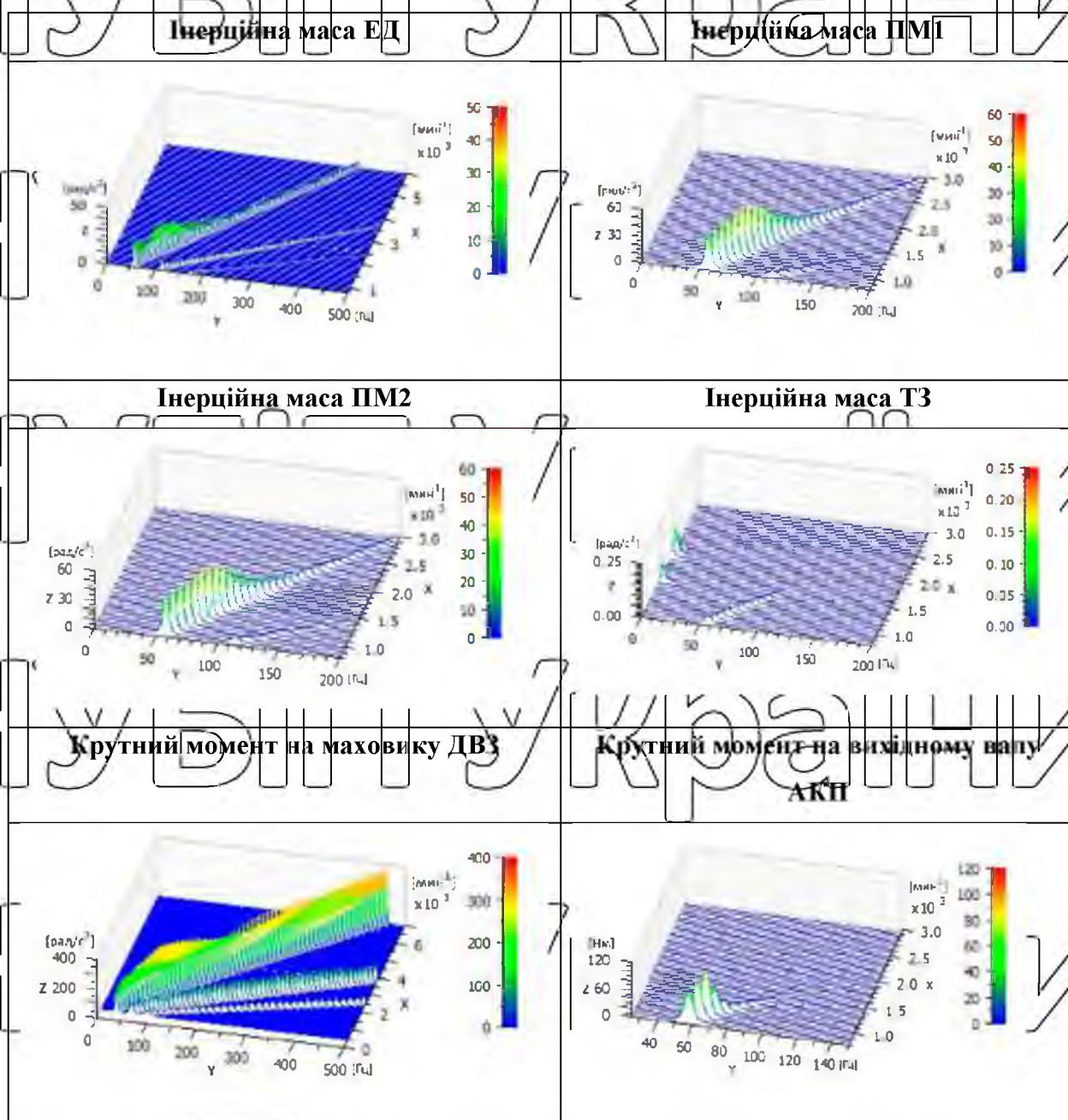


Рисунок 4.4 - Спектр моментів вихідного валу АКПП для 6-ї передачі

Варто зазначити, що синтезована ДММ виключає резонансні моди у всіх формах коливань, вищих за перші коливання, які визначаються відповідністю півосей (1,6...6,6 Гц).

Проведення лабораторних і дорожніх випробувань показало, що розроблений реєструюче-вимірювальний комплекс відповідає висунутим вимогам і забезпечує достатню надійність роботи.

Таким чином, у результаті роботи визначено динамічне навантаження у встановлених режимах у робочому діапазоні частот обертання валу двигуна та налаштовано відповідну імітаційну модель. Порівняльний аналіз амплітуд динамічного моменту та частот його коливань підтверджує правильність результатів моделювання. Відмінність пояснюється нелінійністю реальної механічної системи, яка за амплітудами і частотами коливань не перевищує 10..15%.

За експериментальними даними, при приводі двигуна і трансмісії при переміщенні передач 5, 6, 7 (див. рис. 4.5, рис. 4.6) при 1200...1400 обертах [хв-1] відбуваються вібраційні процеси з частотою, що відповідає першій (нижній) формі коливань. Це можна пояснити тим, що реальна механічна система відрізняється від розрахункової тим, що її динаміка суттєво впливає на роботу двигуна, електромобіля та систем керування трансмісією при побудові майбутнього автомобіля. Зокрема, спостерігається порушення резонансних явищ процесів регулювання в системі керування двигунами внутрішнього згоряння та електродвигунами. Отриманий результат підтверджує важливість дослідницької роботи та показує, що динаміка трансмісії та автомобіля в цілому може мати значний вплив на роботу систем керування ЕБУ автомобіля.

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.

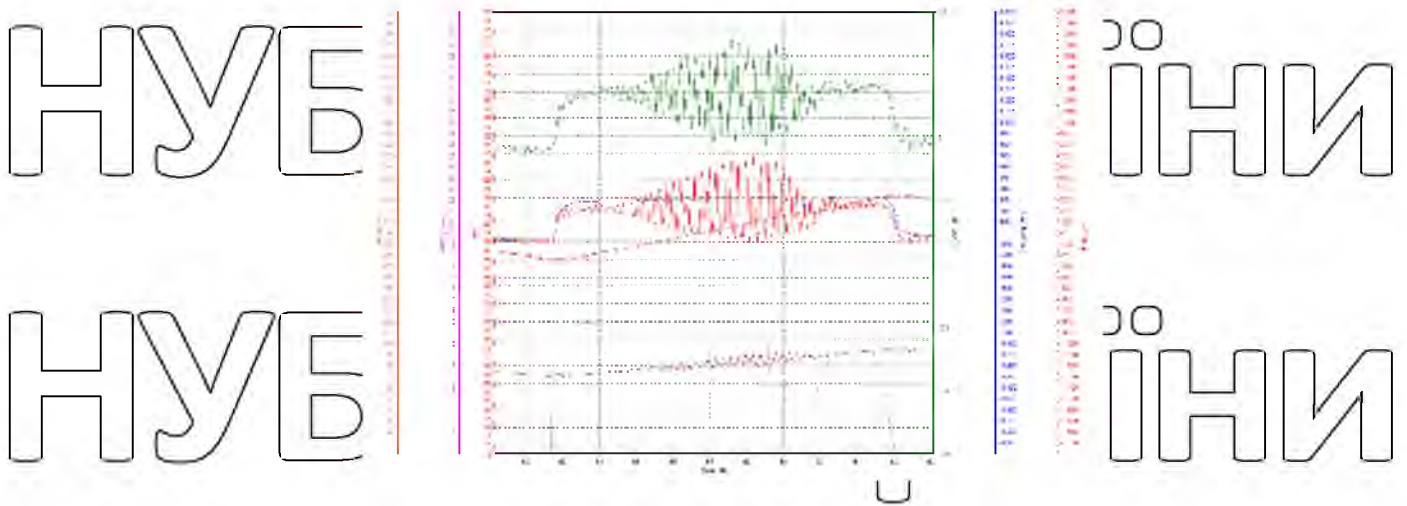
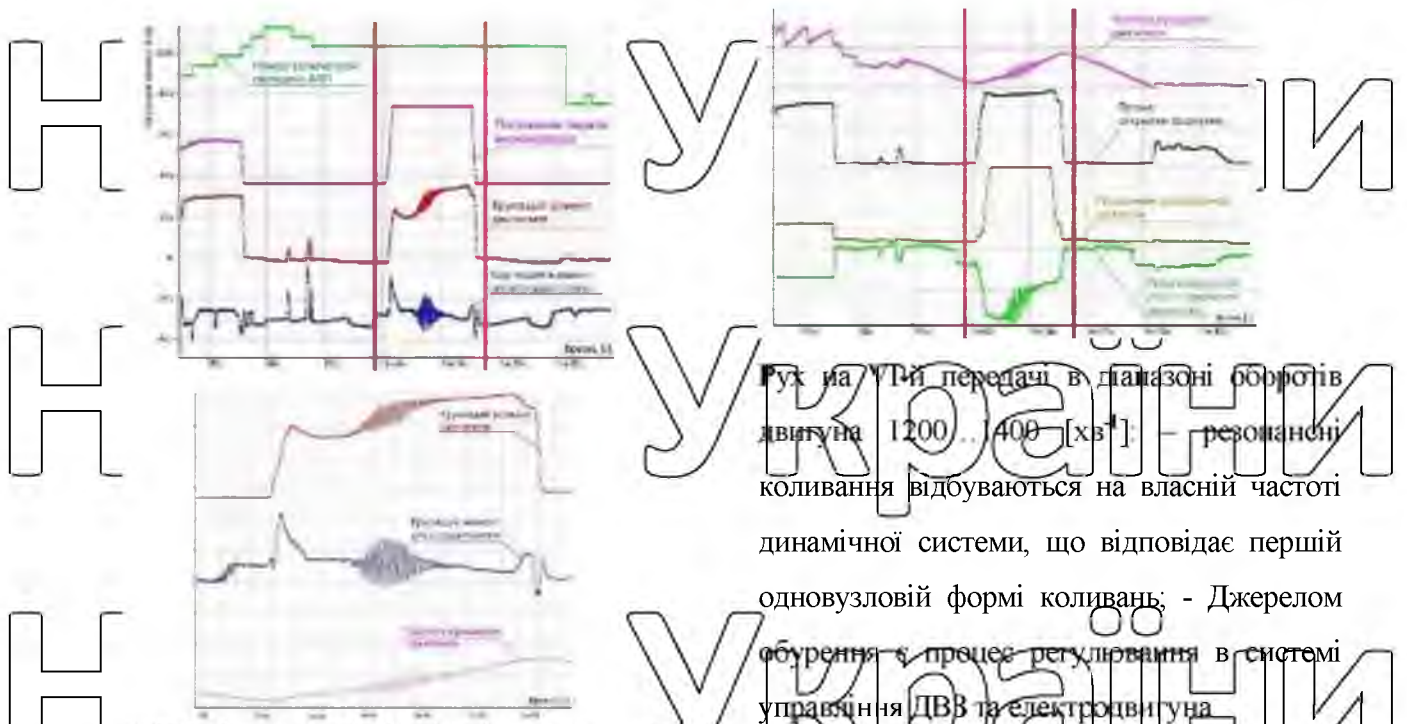


Рисунок 4.5 – Фрагмент осцилограми зміни параметрів під час руху на

VII-й передачі в діапазоні обертів двигуна 1200...1400 [хв⁻¹]; Pedal_gas (%) – положення педалі дросельної заслінки; АКПП (номер) – номер увімкненої передачі в коробці передач; km/h – швидкість автомобіля; X_accel (g) – поздовжнє прискорення кузова автомобіля; Input_torq (N_m) – момент, що крутить, на входному валу коробки передач; R_torq (N_m) – крутний момент на задньому карданному валу



Рух на VII-й передачі в діапазоні обертів двигуна 1200...1400 [хв⁻¹] – резонансні коливання відбуваються на власній частоті динамічної системи, що відповідає першій одновузловій формі коливань; - Джерелом обурення є процес регулювання в системі управління ДВЗ та електродвигуна

Рисунок 4.6 – Фрагмент осцилограми, що характеризує вплив параметрів системи керування ДВЗ та електродвигуна на динамічні процеси в трансмісії автомобіля

4.1 Висновки за результатами експериментальної оцінки динамічної системи трансмісії

1) Для експериментального визначення динамічної навантаженості трансмісії та валідації моделі розроблено програму проведення експериментального дослідження, яка включає об'єкт, мету, завдання, перелік вимірюваних параметрів, умови та порядок проведення випробувань. Як вимірювані параметри, що характеризують динамічну навантаженість трансмісії прийняті відносна частота обертання провідної і веденої частин двомасового маховика, а також крутний момент і частота обертання карданного валу приводу заднього моста.

2) Для проведення дорожніх випробувань автомобіля підготовлено комплекс інформаційно-вимірювальної апаратури на базі АЦП L-Card E14-440, здійснено монтаж елементів комплексу на автомобілі та виконано калібрувальні випробування окремих датчиків та налаштування вимірювальних каналів.

3) Відповідно до програми випробувань виконано експериментальне дослідження динамічної навантаженості трансмісії на режимах роботи («нейтраль» і рух на кожній передачі з плавним збільшенням частоти обертання валу двигуна від мінімально стійких оборотів до максимальних). На підставі результатів випробувань коливань за формою з вузлом між елементами гасника на частоті 17Гц.

4) Експериментальними дослідженнями встановлено відсутність резонансу при русі автомобіля в установлених режимах завдяки ефективній роботі ГКК. Виняток становлять деякі штучно створені режими руху, пов'язані з примусовою підтримкою заданої передачі і одночасним зниженням частоти ДВЗ із діапазону роботи, визначеного програмою керування трансмісією, - до $1200...1400 \text{ хв}^{-1}$. на вищих передачах (5, 6, 7). При цьому спостерігаються резонансні режими на власній частоті системи (у вигляді одновузлових коливань), які пов'язані з регуляційними процесами в системі керування

двигуном внутрішнього згоряння та стабілізацією частоти внутрішнього обертання електричного двигуна.

5) На основі обробки експериментальних даних, їх аналізу та зіставлення з результатами чисельного моделювання встановлено, що амплітудно-частотні характеристики моменту не завжди відповідають розрахунковим.

Крім того, у розрахунковій схемі при визначенні моментів інерції маховика двигуна та ротора електродвигуна не враховано інерційні параметри двомасового маховика (синтезованого гасника крутильних коливань).

Коригування пружно-інерційних параметрів моделі дозволило забезпечити задовільний збіжність амплітудно-частотних характеристик динамічного моменту всіх передач.

ВИСНОВКИ

У результаті проведених розрахунків, теоретичних та експериментальних досліджень у даній роботі отримано наступні основні результати та висновки:

1) Розроблено метод, який дозволяє на початковому етапі проектування АКПП без гідротрансформатора для ТЗ з КСУ спрогнозувати резонансні режими роботи та знизити рівень динамічних навантажень на елементи трансмісії шляхом визначення місця розташування необхідний момент гасіння коливань і його параметри.

2) За результатами моделювання динаміки механічної системи відомо, що найбільш критичною, з точки зору динамічного навантаження, є форма трифазного коливання в діапазоні частот 170,1...177,4 Гц з вузлами між колесами скаженого двигуна внутрішнього згоряння і ЕД ротором. Для усунення цих вібрацій жорсткість пружного зв'язку між дизелем і ЕД знижена до значення 1300 Н·м/рад шляхом встановлення гасителя крутильних коливань.

3) Для визначення допустимого рівня динамічного навантаження трансмісії використано критерій оцінки за кутовим прискоренням інерційної маси механічної системи $\alpha_d = 1250$ рад/с, отриманий за результатами аналізу процесу буксування фрикційної муфти, та визначення коефіцієнта запасу зчеплення, передбачене проектом, запропоновано та підтверджено науку.

4) На основі виконаного методом кореневого годографа аналізу стійкості періодичних рішень при варіюванні параметрів механічної системи трансмісії автомобіля з КСУ обґрунтовано місце встановлення ГКК та оптимізовано його характеристики. На основі отриманих результатів динамічна навантаженість елементів системи зменшена до 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. Різниця між теоретичними та експериментальними результатами досліджень не перевищує 10...15%.

6) Дослідженнями встановлено, що при русі автомобіля в заданому режимі (на всіх передачах з регулярним збільшенням частоти обертання коліс

двигуна від мінімальних до максимальних стабільних обертів) резонанс не виявляється завдяки ефективній роботі від ГКК. Виняток становлять деякі

штучно створені режими руху, пов'язані з примусовим витримкою на певних передачах і одночасним зниженням частоти ДВЗ з робочого діапазону,

визначеного програмою керування трансмісією, - до 1200...1400 хв⁻¹ на вищій

передачі. При цьому відзначені резонансні режими на власних частотах системи в діапазоні 1,6 ...6,6 Гц, які тісно пов'язані з процесами регулювання в системі керування двигуна та стабілізації обертання.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Нагайцев М.В., Ейдінов А.А. АТС із комбінованими енергоустановками (КЕУ). Москва, 2014. – 442 с.

2. Полунгян А.А., Фоміних А.Б. Динаміка колісних машин. Ч. I: Навчальний посібник/За ред. А.А. Полунгяна - М.: Вид-во МДТУ, 1995. - 88 с.

3. Паровай Ф.В. Дослідження крутильних коливань валів [Електронний ресурс]: електрон. навчальний посібник/Ф.В. Паровай [та ін]; Міносвіти Росії, Самар. держ. аерокосм. ун-т ім. С.П. Корольова (Нац. дослід. Ун-т) -Електрон. текстові та граф. дано. (2,056 Мбайт) – Самара, 2011. – 1 ел. опт. диск (CD-ROM). - систем. Вимоги: ПК Pentium; Windows 98 або вище.

4. Бахмутов С.В., Селіфонов В.В., Ломакін В.В., Круташов А.В., Карпунін К.Є., Бауліна Є.Є. Автомобіль із гібридними силовими установками. М.: МАМІ, 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. - М., 2002 р.

7. Лихачов, Д.С. Огляд варіантів розташування гасника крутильних колінь у транспортних засобах з комбінованими енергоустановками / Д.С. Лихачов // Праці НАМІ. - 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; М.: Машинобудування, 1995. - 456 с., іл.

11. Мангушев, В.А. Основи теорії та конструкції двигунів внутрішнього згоряння / В.А. Мангушев; М.: 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]; - М: 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]; - М: Машинобудування, 1989. - 344 с.: іл.

15. Коловський, М.З. Нелінійна теорія віброзахисних систем / М.З. Коловський; М.: Наука, 1966. – 318 с., іл.

16. Матвеев, В.В. Про демпуючу здатність замкових з'єднань турбінних лопаток / [В.В. Матвеев, А.П. Яковлев]; У кн. Розсіювання енергії при коливаннях пружних систем. Київ: Наукова думка, 1972. с. 259-269.

17. Решетов, Д.М. Демпфування коливань у деталях верстатів / [Д.М. Решетов, З.М. Левіна]; У кн. Дослідження коливань металорізальних верстатів М.: Машгіз, 1958. с. 17-24.

18. Рівін, Є.І. Деякі питання віброізоляції верстатів. Динаміка машин. За ред. І.У. Артоболевського / Є.І. Рівін; М: Наука, 1969. – с. 229-238.

19. Ананьев І.В., Тимофеев П.Г., Коливання пружних систем в авіаційних конструкціях та їх демпфування. - М: Машинобудування, 1965 - 526 с.

20. Корчемний Л.В., Мінкін Л.М., Тольський В.Є., Математичне моделювання коливань силового агрегату автомобіля та оцінка його віброізоляції. - М: 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 // Праці НАМІ. – 2017. – № 268. – С. 92 – 106.

22. Тольський, В.Є. Експериментальне дослідження вібрації автомобілів під час роботи двигуна внутрішнього згорання (частина 1) // В.Є. Тольський // Праці НАМІ. – 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. Молібошко Л.А. Динамічні розрахунки трансмісії транспортних машин Навчальний посібник з курсу «Конструювання та розрахунок автомобілів»/[Л.А. Молібошко, А.І. Гришкевич, О.С. Руктешель]; Мінськ: Вид-во БНІ, 1977. – 69 с., іл.

25. Успенський І.М. Дослідження крутильних коливань та пікових навантажень у трансмісії вантажних автомобілів ГАЗ/[І.М. Успенський, М.І. Вайсман]; "Автомобільна промисловість", №12, 1969.

26. Черепанов Л.А., Дослідження вібронавантаженості силового агрегату та кузова автомобіля // Міжвузівський збірник наукових праць «Віброакустики автомобіля», 1982р.

27. Косов, В.П. Проектування гідромеханічних передач транспортних машин Частина 2. Фрикційні пристрої ГМП: Навч. Посібник. - Курган: Вид-во Курганського держ. ун-ту, 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 у Росії там: матер. IV міжнарод. наук.- практич. конф. – Новосибірськ, 2017. – С. 19 – 25.

29. Шаріпов В.М. Проектування механічних, гідромеханічних та гід्रोоб'ємних передач тракторів. - М: МДТУ "МАМІ", 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;

Мінськ: «Вишйш. Школа», 1975. – 352 с., іл.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП ^{ДОДАТКИ} України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України