

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЛІТВІН РОМАН ГРИГОРОВИЧ

УДК 629.331

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПОКРАЩАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАНСМІСІЇ
АВТОМОБІЛЯ ЗАСТОСУВАННЯМ ДВОМАСОВОГО МАХОВИКА**

274 «Автомобільний транспорт»

27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ / Р.Г. Літвін /
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник

Кіндрацький Богдан Ілліч, доктор технічних наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Львів – 2020

АНОТАЦІЯ

Литвін Р.Г. Покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля застосуванням двомасового маховика. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» (27 «Транспорт»). – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2020.

Дисертаційна робота присвячена покращанню експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля оснащеної двомасовим маховиком (ДММ) за рахунок підвищення ресурсу пружно-демпфувальних елементів ДММ.

У вступі обґрунтована актуальність дослідження, наведено зв'язок роботи з науково-дослідною тематикою кафедри, визначено мету і задачі дослідження. Сформульовано наукову новизну, практичне значення отриманих результатів та особистий внесок здобувача. Наведено відомості про опублікування результатів дослідження та їх апробацію.

У першому розділі «Сучасний стан і тенденції розвитку двомасових маховиків та аналіз результатів досліджень їхнього впливу на експлуатаційні властивості автомобілів» проведено огляд літературних джерел, розглянуто види автомобільних маховиків, проаналізовано конструктивні особливості ДММ, а також моделі та методи аналізу коливальних процесів у трансмісіях автомобілів з ДММ і електромеханічній трансмісії з гібридною силовою установкою. Встановлено, що використання ДММ у приводі автомобіля дозволяє зменшити динамічні навантаження на елементи трансмісії на всіх режимах руху, проте він є слабкою ланкою приводу автомобіля і при виході з ладу значно погіршує експлуатаційні властивості трансмісії. З'ясовано, що одним з можливих шляхів покращання

експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля оснащеного ДММ є підвищення ресурсу його пружно-демпфувальної системи.

У другому розділі «Аналіз конструкцій і причин виходу з ладу двомасових маховиків» проведено аналіз переваг та недоліків ДММ Sachs, проаналізовано види несправностей ДММ та причини їх виникнення, зібрано статистичні дані пробігів автомобілів до настання несправностей ДММ. З'ясовано, що, в переважній більшості випадків, основною причиною втрати працездатності ДММ є механічні пошкодження, зокрема втомне руйнування пружин у результаті сприйняття ними постійних циклічних навантажень і, як наслідок, втоми металу пружин з часом експлуатації.

У третьому розділі «Математичне моделювання коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ» розроблено математичні й симуляційні моделі приводу автомобіля з ДММ, проведено дослідження коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи двигуна на холостому ході та рушанні автомобіля з місця, виконано симулювання коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ обладнаного пружинами різної жорсткості. З метою підвищення ресурсу пружно-демпфувальної системи ДММ запропоновано конструкцію адаптивного ДММ, структурну схему системи керування і алгоритм керування адаптивним ДММ. Досліджено динаміку приводу гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період рушання з місця. Для зменшення динамічного навантаження на ланки електромеханічної частини трансмісії в період спільної роботи двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і електричного двигуна рекомендовано оснастити її пружно-еластичною муфтою з підвищеним коефіцієнтом розсіювання енергії.

У четвертому розділі «Експериментальні дослідження пружної характеристики ДММ та коливальних процесів у приводі автомобіля при роботі ДВЗ на холостому ході» описано дві експериментальні установки – для визначення пружної

характеристики ДММ та дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля при роботі ДВЗ на холостому ході, проведено визначення пружної характеристики ДММ Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами. На створеній установці експериментально досліджено коливальні процеси у приводі автомобіля при роботі ДВЗ на холостому ході. Проведено перевірку відтворюваності експериментальних досліджень та здійснено порівняльний аналіз результатів симулювання і експериментальних досліджень на предмет адекватності результатів роботи симуляційної моделі.

Наукова новизна отриманих результатів: запропоновано класифікацію причин виходу з ладу ДММ і встановлено їхній вплив на експлуатаційні властивості трансмісії автомобіля; на основі узагальнених динамічних моделей приводу автомобіля розроблені математичні й симуляційні моделі у середовищі MatLab Simulink коливальних процесів у трансмісії, оснащених ДММ, з урахуванням пружно-дисипативних властивостей і зміни структури приводу на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля; досліджено вплив конструктивних параметрів трансмісії і ДММ на навантаженість їхніх ланок на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля; встановлено, що головною причиною руйнування пружно-дисипативної системи ДММ, а отже, і втрати працездатності трансмісії, є втомне руйнування пружних ланок ДММ, викликане їх циклічним навантаженням; розроблено динамічну, математичну й симуляційну моделі у середовищі MatLab Simulink приводу гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період розгону з урахуванням пружно-дисипативних властивостей елементів трансмісії та паралельної роботи електричного двигуна і ДВЗ; запропоновані конструктивні зміни й адаптивний алгоритм керування ДММ на різних режимах руху автомобіля з метою підвищення ресурсу пружних елементів ДММ і, як наслідок, покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля.

Практичне значення одержаних результатів полягає у розроблені симуляційних моделей для аналізу коливальних процесів у приводі автомобіля з метою узгодження параметрів ДММ та інших елементів трансмісії; структури системи керування і алгоритму роботи адаптивного ДММ на різних режимах роботи приводу і руху автомобіля з метою зменшення ймовірності втомного руйнування пружних ланок маховика; конструкції адаптивного ДММ, який забезпечує блокування відносного провертання первинної і вторинної мас ДММ на режимах руху автомобіля з усталеною швидкістю, що істотно зменшує кількість циклів навантаження пружно-демпфувальної системи, а отже, підвищує ресурс ДММ.

Ключові слова: двомасовий маховик, привід автомобіля, динамічна модель, трансмісія, динамічне навантаження, математична модель, експлуатаційні властивості, крутний момент, коливальний процес, симуляційна модель.

ABSTRACT

Litvin R.H. Improvement of the Operational Properties of an Automobile Transmission Using a Dual-Mass Flywheel. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in the specialty 274 «Motor vehicle transport» (27 «Transport services»). – Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2020.

The dissertation is aimed at improving the operational properties of an automobile transmission, equipped with a dual-mass flywheel (DMF), due to increasing the lifetime of elastic-damping elements of the DMF.

The introduction substantiates the relevance of the study, the connection of the work with research topics of the department, defines the purpose and objectives of the study. The scientific novelty, practical significance of the obtained results, and personal contribution

of the applicant are formulated. Information on the publication of research results and their approbation is given.

The first chapter «Current status and trends in dual-mass flywheels and analysis of research results on their impact on the operational properties of cars» reviews the literature, considers the types of car flywheels, analyzes the design features of a DMF, as well as models and methods of analysis of oscillation processes in car transmissions with DMF and an electromechanical transmission with a hybrid power unit. It is found that the use of a DMF in the car drive reduces the dynamic loads on the transmission components at all movement modes. However, it is a weak section of the car drive and in case of failure significantly impairs the operational properties of the transmission. It is revealed that one of the possible ways to improve the operational properties of the transmission of a car equipped with a DMF is to increase the lifetime of its elastic-damping system.

The second chapter «Analysis of the designs and reasons of failure of dual-mass flywheels» analyzes the advantages and disadvantages of the DMF Sachs, analyzes the types of DMF malfunctions and their reasons, presents collected statistics of the mileage of the cars before the DMF malfunctions occur. It is found that, in the vast majority of cases, the main reason for the DMF workability loss is mechanical damage, in particular, fatigue failure of springs as a result of their continuous cyclic loading and, as a consequence, the fatigue of the spring metal during operation.

In the third chapter «Mathematical modeling of the oscillation processes in the drive of the car with a DMF», mathematical and simulation models of the car drive with a DMF are developed, oscillation processes are studied in the transmission of a car equipped with a DMF at idling and moving the car from rest, simulation of oscillation processes in the car drive with a DMF equipped with springs of various stiffness is executed. To increase the lifetime of the elastic-damping system of a DMF, the design of the adaptive DMF, the structural scheme of the control system, and the control algorithm of the adaptive DMF are proposed. The dynamics of the drive of a hybrid car with a combined power unit and DMF

during the period of moving the car from rest is studied. To reduce the dynamic load on the sections of the electromechanical part of the transmission during the period of joint operation of the internal combustion engine (ICE) and the electric motor, it is recommended to equip it with an elastic clutch with increased energy dissipation coefficient.

The fourth chapter «Experimental studies of the elastic characteristics of a DMF and oscillation processes in the car drive while operating the ICE at idling» describes two experimental installations – one for determination of the elastic characteristics of a DMF and one for the study of oscillation processes in the car drive while operating the ICE at idling, determines the elastic characteristics of the DMF Sachs with two single cylindrical springs. Using the constructed installation, the oscillation processes in the car drive while operating the ICE at idling are experimentally investigated. The reproducibility of experimental tests is checked and the comparative analysis of results of simulation and experimental tests for adequacy of results of work of simulation model is carried out.

Scientific novelty of the obtained results: the classification of the reasons of failure of a DMF is proposed and their influence on the operational properties of the car transmission is found; based on generalized dynamic models of the car drive mathematical and simulation models of the oscillation processes in a transmission equipped with a DMF, taking into account elastic-dissipative properties and change of the drive structure, at idling, moving the car from rest, and its acceleration are developed in the MatLab Simulink environment; the influence of design parameters of the transmission and DMF on the loading of their sections at the modes of idling, moving the car from rest, and its acceleration is investigated; it is found that the main reason for the failure of the elastic-dissipative system of a DMF, and hence the loss of transmission workability, is the fatigue failure of the elastic sections of a DMF, caused by their cyclic loading; dynamic, mathematical, and simulation models in the MatLab Simulink environment of the drive of a hybrid car with the combined power unit and DMF in the car acceleration stage taking

into account elastic-dissipative properties of transmission components and simultaneous work of the electric motor and ICE are developed; constructive changes and an adaptive control algorithm for a DMF at various modes of the car movement aimed at increasing the lifetime of the DMF elastic components and, as a result, improving the operational properties of the car transmission are proposed.

The practical significance of the obtained results lies in the development of simulation models for the analysis of the oscillation processes in the car drive to match the parameters of the DMF and other transmission components; the structure of the control system and the operational algorithm of the adaptive DMF at different modes of the drive operation and car movement to reduce the probability of fatigue failure of the elastic sections of the flywheel; design of the adaptive DMF, which provides blocking the relative rotation of the primary and secondary masses of the DMF in the car moving at constant speed modes, which significantly reduces the number of load cycles of the elastic-damping system, and therefore increases the lifetime of the DMF.

Keywords: dual-mass flywheel, car drive, dynamic model, transmission, dynamic loading, mathematical model, operational properties, torque, oscillation process, simulation model.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ

Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави

1. Киндрацкий Б.И. Динамика привода автомобиля с комбинированной силовой установкой в период разгона / Б.И. Киндрацкий, Р.Г. Литвин // Европейский журнал технических и естественных наук. – Вена, 2020. – № 4. – С. 50-55, <https://doi.org/10.29013/EJTNS-20-4-50-55>.

Статті у фахових виданнях України

2. Кіндрацький Б.І. Класифікація несправностей двомасових маховиків у приводах автомобілів та причини їх виникнення / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету», серія «Технічні науки». – Київ, 2018. – 3(42). – С. 46-53.

3. Кіндрацький Б.І. Коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Журнал Одеського нац. політех. ун-ту «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2018. – 1(57). – С. 45-54.

4. Kindratskyu V. Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest / V. Kindratskyu, R. Litvin // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv, 2019. – Vol. 5, No. 1, P. 93-104, <https://doi.org/10.23939/ujmeme2019.01.093>.

5. Кіндрацький Б.І. Перехідні процеси в електромеханічній трансмісії з пружно-еластичною муфтою / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура: науково-технічний збірник. – Харків, 2020. – 1(154). – С. 44-49, DOI 10.33042/2522-1809-2020-1-154-44-49.

6. Літвін Р.Г. Аналіз ефективності використання двомасового маховика на автомобілі / Р.Г. Літвін // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: збірник наукових праць. – Львів, 2016. – № 838. – С. 180-185.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

7. Кіндрацький Б.І. Адаптивний двомасовий маховик з мехатронною системою керування / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник

тез I Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 21-23 травня 2019 року. – С. 147-148.

8. Кіндрацький Б.І. Види несправностей двомасових маховиків та причини їх виникнення у привідних системах автомобілів / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей III всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні». – Львів, 22-23 лютого 2018 року. – С. 59-60.

9. Кіндрацький Б.І. Вплив двомасного маховика на коливні процеси у трансмісії автомобіля / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, І.В. Когут // Тези доповідей LXXII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 11-13 травня 2016 року. – С. 36-36.

10. Кіндрацький Б.І. Вплив розгону автомобіля на навантаженість пружних ланок двомасного маховика та коливні процеси у трансмісії / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету, присвячена 75-річчю з дня заснування університету. – Том 2. – Київ: НТУ, 15-17 травня 2019 року. – С. 62-62.

11. Кіндрацький Б.І. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання на коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці «Вібрації в техніці та технологіях». – Львів, 11-12 жовтня 2018 року. – С. 138-140.

12. Кіндрацький Б.І. Математична модель трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // XIII міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 18-19 травня 2017 року. – С. 104-105.

13. Кіндрацький Б.І. Моделювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців». – Харків: ХНАДУ, 20-21 жовтня 2016. – С. 247-247.

14. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель електромеханічної трансмісії з двомасним маховиком у період розгону за інерційного навантаження / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, Д.І. Біганич // XIV міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 23-24 травня 2019 року. – С. 77-78.

15. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 17-19 травня 2017 року. – С. 52-52.

16. Літвін Р.Г. Види та характеристика двомасових маховиків у трансмісії автомобіля / Р.Г. Літвін // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 27-28 жовтня 2016 року. – С. 107-108.

17. Літвін Р.Г. Експериментальне визначення пружної характеристики двомасового маховика / Р.Г. Літвін // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 25-26 жовтня 2018 року. – С. 129-131.

18. Літвін Р.Г. Експериментальне дослідження ефективності роботи двомасового маховика / Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник тез II Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 25-27 березня 2020 року. – С. 130-131.

Патенти

19. Адаптивний двомасовий маховик: патент на корисну модель № 133320 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 11632; Заявлено 26.11.2018; Опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6 – 5 с.

20. Двомасовий маховик: патент на корисну модель № 128874 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 04170; Заявлено 16.04.2018; Опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19 – 5 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	16
ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДВОМАСОВИХ МАХОВИКІВ ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ЇХНЬОГО ВПЛИВУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ.....	23
1.1. Види автомобільних маховиків.....	23
1.2. Особливості конструкції двомасових маховиків.....	24
1.3. Моделі та методи аналізу коливальних процесів у трансмісіях автомобілів з ДММ.....	30
1.4. Моделі та методи аналізу коливальних процесів в електромеханічній трансмісії з гібридною силовою установкою.....	40
Висновки до 1-го розділу.....	42
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПРИЧИН ВИХОДУ З ЛАДУ ДВОМАСОВИХ МАХОВИКІВ.....	45
2.1. Аналіз переваг та недоліків двомасових маховиків Sachs.....	45
2.2. Види несправностей двомасових маховиків та причини їх виникнення.....	48
Висновки до 2-го розділу.....	56
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДІ АВТОМОБІЛЯ З ДММ.....	58
3.1. Дослідження коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи двигуна на холостому ході.....	58
3.1.1. Динамічна модель приводу автомобіля на холостому ході.....	59
3.1.2. Математична й симуляційна моделі трансмісії автомобіля на холостому ході.....	60
3.1.3. Результати симулювання коливальних процесів у трансмісії	

автомобіля під час роботи двигуна на холостому ході та їх аналіз.....	64
3.2. Коливальні процеси у трансмісії з двомасовим маховиком при русанні автомобіля з місця.....	73
3.2.1. Динамічна, математична й симуляційна моделі приводу передньопривідного автомобіля з ДММ.....	73
3.2.2. Симуляція коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ під час рушання з місця та їх аналіз.....	80
3.3. Симулювання коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ обладнаного пружинами різної жорсткості.....	87
3.3.1. Результати симулювання коливальних процесів та їх аналіз.....	87
3.4. Адаптивний ДММ.....	105
3.4.1. Будова і принцип роботи адаптивного ДММ.....	105
3.4.2. Алгоритм керування роботою адаптивного ДММ.....	107
3.5. Динаміка приводу гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період розгону.....	109
3.5.1. Динамічна й математична моделі гібридного приводу з ДММ.....	109
3.5.2. Симуляційна модель гібридного приводу з ДММ у середовищі Simulink.....	114
3.5.3. Аналіз коливальних процесів у приводі автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ та їх вплив на навантаженість ланок трансмісії.....	116
3.6. Вплив пружно-еластичної муфти на коливальні процеси в електромеханічній частині трансмісії.....	119
Висновки до 3-го розділу.....	125
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДММ ТА КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РОБОТІ ДВЗ НА ХОЛОСТОМУ ХОДІ.....	127
4.1. Експериментальне визначення пружної характеристики ДММ.....	127

4.2. Порівняльний аналіз результатів симулювання і експериментальних досліджень на предмет адекватності результатів роботи симуляційних моделей.....	129
4.2.1. Опис експериментальної установки та методики аналізу і опрацювання результатів.....	129
4.3. Прилади та обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	132
4.4. Результати експериментальних досліджень.....	138
4.5. Перевірка відтворюваності експериментальних досліджень.....	140
4.6. Перевірка адекватності симуляційної моделі.....	141
Висновки до 4-го розділу.....	144
ВИСНОВКИ.....	145
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	148
ДОДАТКИ.....	165
Додаток А.....	166
Додаток Б1.....	170
Додаток Б2.....	171
Додаток Б3.....	172
Додаток В.....	173
Додаток Г.....	177
Додаток Ґ.....	185
Додаток Д.....	186

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ДММ – двомасовий маховик;
- КП – коробка передач;
- ЕБК – електронний блок керування;
- МКП – механічна коробка передач;
- АЦП – аналого-цифровий перетворювач;
- ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;
- ЕД – електричний двигун;
- ПЕМ – пружно-еластична муфта;
- ЕМТ – електромеханічна трансмісія;
- ГСУ – гібридна силова установка.

ВСТУП

Актуальність теми. У зв'язку з постійним підвищенням вимог до комфортабельності водія та пасажирів, а також екологічності і економічності транспортних засобів, демпфер крутильних коливань у вигляді пружин у веденому диску зчеплення сьогодні не справляється зі своєю задачею, а отже втрачає своє безпосереднє призначення. На зміну йому було впроваджено ДММ, який конструктивно складається з двох мас – первинної і вторинної. Первинна маса з'єднується з колінчастим валом двигуна, вторинна – з первинним валом коробки передач (КП), самі ж маси ДММ з'єднуються одна з одною за допомогою радіального та упорного підшипників з можливістю провертання одна відносно одної. Для поглинання коливань генерованих ДВЗ між масами ДММ знаходиться пружно-демпферна система у вигляді циліндричних пружин розділених сепараторами. Основним недоліком ДММ на сьогоднішній день є передчасне руйнування пружин і сепараторів в результаті сприйняття ними постійних циклічних навантажень, що у більшості випадків не забезпечує можливості його використання протягом одного терміну експлуатації зчеплення автомобіля.

Основні дослідження спрямовані на моделювання, створення експериментальних установок, розрахунок основних параметрів ДММ з допомогою різноманітних програмних комплексів, крутильних і згинальних коливань у трансмісії автомобіля, проте дослідженню впливу коливань генерованих ДВЗ на ДММ і трансмісію на перехідних режимах руху приділено досить мало уваги.

Виходячи з наведеного, можна стверджувати, що дослідження, спрямовані на підвищення довговічності пружин та сепараторів, а отже і ресурсу ДММ, впливу конструктивних параметрів систем на навантаженість ДММ і КП на різних режимах роботи двигуна, є важливою науковою задачею, а тому й тема дисертації актуальна.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи відповідає Національній транспортній стратегії України на період до 2030 року (схваленої розпорядженням Кабінету міністрів України від 30.05.2018 р., № 430-р), науковому напрямку кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка». Дисертація виконана в межах науково-дослідних робіт кафедри: «Аналіз і синтез інтелектуальних систем автомобіля» (шифр – ЕРАТ-8, номер державної реєстрації 0114U001688), «Теоретичні основи динамічного аналізу та синтезу приводів автомобілів з гібридними силовими установками» (шифр – ЕРАТ-9, номер державної реєстрації 0119U102559).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля, оснащеної ДММ, за рахунок підвищення ресурсу пружно-демпфувальних елементів ДММ.

Для досягнення мети у дисертації сформульовано та розв'язано такі задачі:

- проаналізувано відомі конструкції ДММ їхні переваги і недоліки, з'ясовані причини виникнення несправностей ДММ і їх вплив на роботу трансмісії автомобіля та руйнування елементів пружно-демпфувальної системи ДММ;
- розроблено динамічні, математичні й симуляційні моделі приводу автомобіля з ДММ на усталеному і перехідних режимах руху (холостий хід, розгін, рушання автомобіля з місця);
- досліджено вплив конструктивних параметрів ДММ і трансмісії на навантаженість пружних ланок ДММ і КП на холостому ході та при рушанні автомобіля з місця;
- встановлено основні причини втомного руйнування пружних елементів ДММ і розроблено рекомендації щодо підвищення їхнього ресурсу;

– створена експериментальна установка для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході й підтверджена адекватність розроблених симуляційних моделей реальним процесам у приводі;

– запропоновані конструктивні рішення і шляхи покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля, оснащеної ДММ.

Об’єкт дослідження – коливальні процеси у приводі автомобіля, оснащеного ДММ, на різних режимах роботи.

Предмет дослідження – вплив режимів роботи приводу і руху автомобіля на навантаженість елементів трансмісії.

Методи дослідження. У роботі застосовано методи аналітичної механіки, числові методи розв’язування диференціальних рівнянь, планування експерименту і опрацювання результатів вимірювань.

Наукова новизна отриманих результатів:

– запропоновано класифікацію причин виходу з ладу ДММ і встановлено їхній вплив на експлуатаційні властивості трансмісії автомобіля;

– на основі узагальнених динамічних моделей приводу автомобіля розроблені математичні й симуляційні моделі у середовищі MatLab Simulink коливальних процесів у трансмісії, оснащених ДММ, з урахуванням пружно-дисипативних властивостей і зміни структури приводу на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля;

– досліджено вплив конструктивних параметрів трансмісії і ДММ на навантаженість їхніх ланок на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля;

– встановлено, що головною причиною руйнування пружно-дисипативної системи ДММ, а отже, і втрати працездатності трансмісії, є втомне руйнування пружних ланок ДММ, викликане їх циклічним навантаженням;

– розроблено динамічну, математичну й симуляційну моделі у середовищі MatLab Simulink приводу гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період розгону з урахуванням пружно-дисипативних властивостей елементів трансмісії та паралельної роботи електричного двигуна і ДВЗ;

– запропоновані конструктивні зміни й адаптивний алгоритм керування ДММ на різних режимах руху автомобіля з метою підвищення ресурсу пружних елементів ДММ і, як наслідок, покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля.

Практичне значення одержаних результатів:

– розроблені симуляційні моделі у середовищі MatLab Simulink дають можливість на стадії проектування чи модернізації аналізувати коливальні процеси у приводі автомобіля з метою узгодження параметрів ДММ та інших елементів трансмісії;

– розроблено структуру системи керування і алгоритм роботи адаптивного ДММ на різних режимах роботи приводу і руху автомобіля з метою зменшення ймовірності втомного руйнування пружних ланок маховика;

– запропоновано конструкцію і алгоритм роботи адаптивного ДММ на різних режимах роботи приводу і руху автомобіля з метою зменшення ймовірності втомного руйнування пружних ланок маховика;

– розроблено конструкцію адаптивного ДММ, який забезпечує, відповідно до закладеного алгоритму роботи в електронний блок керування (ЕБК), можливість блокування відносного провертання первинної і вторинної мас ДММ на режимах руху автомобіля з усталеною чи незначною зміною швидкості, що істотно зменшує кількість циклів навантаження пружинно-демпферної системи, а отже, підвищує ресурс ДММ [Патент на корисну модель № 133320, опубл. 25.03.2019 р., Бюл. № 6].

– запропоновано конструкцію ДММ, що забезпечує обмеження максимального відносного кута повороту первинної і вторинної мас, усуваючи перевантаження і

руйнування сепараторів у ДММ з пружинами різної жорсткості, з'єднаних послідовно [Патент на корисну модель № 128874, опубл. 10.10.2018 р., Бюл. № 19].

– результати дисертаційної роботи впроваджено у ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна», м. Київ та організації з проектування транспортних засобів – ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів.

– розроблені експериментальні установки використовуються під час підготовки фахівців за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» у навчальному процесі кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету «Львівська політехніка» та увійшли до навчальної програми дисципліни «Аналіз та синтез мехатронних систем автомобіля», яка читається на другому (магістерському) рівні.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертації опубліковано у 20 наукових працях, зокрема: 1 – у науковому періодичному виданні іншої держави, 5 – у фахових виданнях України, 2 – патенти України на корисну модель, 12 – у матеріалах і тезах всеукраїнських та міжнародних конференцій. Автору належать усі наукові результати, що виносяться на захист. В публікаціях, написаних у співавторстві, здобувачеві належать: розроблення математичної та динамічної моделей, вимірювання та розрахунок параметрів основних деталей ДММ [81], збір статистичних даних пробігів автомобілів до настання несправностей ДММ [80], розроблення математичних, динамічних та симуляційних моделей [26, 74, 84]. У патенті [69] автору належить ідея частини конструкції ДММ, яка дозволяє обмежувати відносний кут повороту мас маховика, у патенті [67] автору належить ідея блокування відносного провертання мас ДММ керованим гальмівним пристроєм.

Апробація результатів дисертації. Основні результати наукових досліджень доповідались, обговорювались та отримали схвалення на: V-VI-й Міжнародній

науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, КІНПАТРИ ЛТД, 2016, 2018 рр.); LXXII, LXXIII, LXXV наукових конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету (м. Київ, НТУ, 2016, 2017, 2019 рр.); Міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (м. Харків, ХНАДУ, 2016 р.); XIII, XIV міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, КІНПАТРИ ЛТД, 2017, 2019 рр.); III-й всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, НУ «ЛП», 2018 р.); XVII Міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Львів, НУ «ЛП», 2018 р.); I, II Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем» (м. Рівне, НУВГП, 2019, 2020 рр.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 20 наукових праць, з яких 1 у науковому періодичному виданні іншої держави, 5 у наукових фахових виданнях України, а також 2 патенти на корисну модель, 12 матеріалів і тез конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації складає 186 сторінок, з них 147 сторінок основного тексту, 93 рисунки, 6 таблиць, бібліографія з 126 джерел на 17 сторінках, 8 додатків на 21 сторінці.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН І ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДВОМАСОВИХ МАХОВИКІВ ТА АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ЇХНЬОГО ВПЛИВУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ

1.1. Види автомобільних маховиків

Маховик в автомобілі виконує відразу декілька функцій, а саме: передає обертовий момент від ДВЗ до КП, зменшує нерівномірність обертання колінчастого вала та предає обертовий момент на колінчастий вал від стартера.

Рівномірність обертового моменту залежить від кількості циліндрів, чим більше циліндрів у ДВЗ, тим триваліший такт робочого ходу і, відповідно, маса маховика може бути зменшена [103].

Періодично повторювані процеси в циліндрах поршневого ДВЗ (впуск, стиск, робочий хід, випуск) спочатку загальмовують колінчастий вал, а потім розганяють, що призводить до його нерівномірного обертання, а отже, виникненню крутильних коливань, які, в свою чергу, створюють вібрації та додаткові навантаження на елементи трансмісії [39, 40, 66, 68, 122, 123]. При виникненні резонансу, навантаження від крутильних коливань може досягати особливо небезпечних значень.

На даний момент розвиток сучасних автомобільних двигунів практично зводиться до двох ключових напрямків: даунсайзінг (англ. downsizing) – зменшення маси і об'єму ДВЗ зі збереженням потужності, і даунспідінг (англ. downspeeding) – збільшення діапазону обертового моменту ДВЗ з можливістю роботи на низьких обертах, що вимагає значно вищого рівня поглинання коливань, генерованих ДВЗ ніж пружини у веденому диску зчеплення, а саме застосування ДММ [103].

На сьогоднішній день існують такі види автомобільних маховиків (рис. 1.1) [103]: суцільний, двомасовий та полегшений.

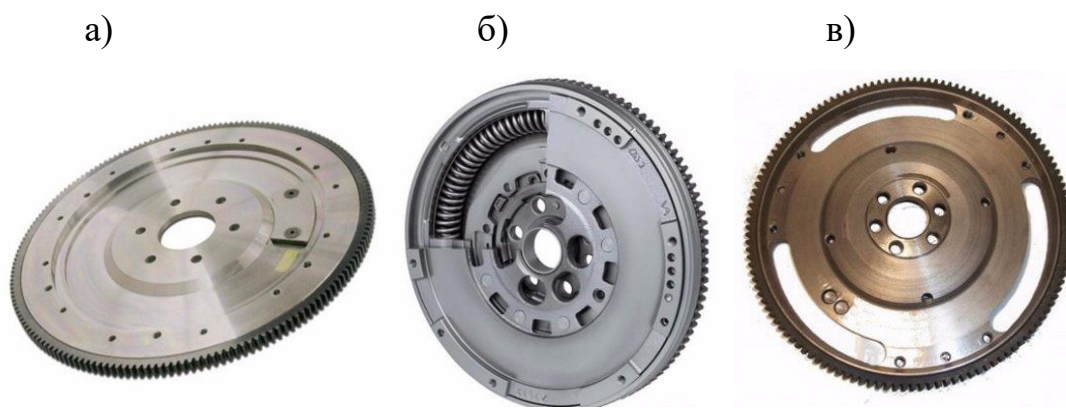


Рис. 1.1. Конструкції автомобільних маховиків: а) суцільний; б) двомасовий; в) полегшений [103]

Основними причинами відмови від класичного демпфера у вигляді пружин у веденому диску зчеплення є: постійне збільшення обертових моментів і потужностей сучасних ДВЗ; необхідність отримання значно більшого комфорту при запуску ДВЗ, перемиканні передач, гальмуванні та прискоренні; необхідність зниження загальної вібронавантаженості безпосередньо в салоні автомобіля та зменшення зношення синхронізаторів КПП і т. д. Сьогодні на більш ніж 70% автомобілів з механічною КПП випущених у Європі встановлюється ДММ, це пояснюється, в першу чергу, ефективним захистом трансмісії автомобіля від крутильних коливань [110].

1.2. Особливості конструкції двомасових маховиків

В порівнянні із класичним демпфером [56, 60] (пружини у веденому диску зчеплення), ДММ поглинає крутильні коливання значно краще [41, 63], це пов'язано в першу чергу з значно довшим ходом дугових пружин, а також запобігає виникненню резонансу [46]. Через меншу інерцію веденого диска зчеплення (відсутність вбудованого демпфера), який використовується в поєднанні з ДММ,

синхронізатори менш навантажені, що призводить до комфортнішого перемикання передач [35 ст. 41].

Конструктивно ДММ складається з двох мас – первинної та вторинної [61, 121]. Первинна маса ДММ з'єднана з колінчастим валом ДВЗ, на ній розташований зубчастий вінець, який взаємодіє з бендіксом стартера при запуску ДВЗ. Вторинна маса фактично виконує роль веденого диска зчеплення. Між первинною і вторинною масами розміщується пружно-демпфувальна система, яка може складатися з шестерень, дугових пружин, в тому числі пружин різної жорсткості та сепараторів, залежно від фірми виробника і потужності ДВЗ, та кінцевих вимог до віброізоляції та комфорту.

Конструктивні особливості деяких ДММ передбачають наявність пружин різного ступеня жорсткості (м'які та жорсткі пружини). Пружини з меншою жорсткістю задіюються на таких режимах роботи як: запуск ДВЗ, його зупинка та холостий хід, на інших режимах задіюються разом як м'які так і жорсткі пружини.

Зміщення резонансного діапазону нижче частоти обертання колінчастого вала на холостому ході є однією з переваг конструктивного розділення маховика на дві маси, також за рахунок розподілу мас, інерція трансмісії збільшується без негативного впливу на можливість перемикання передач [35 ст. 41, 62].

Основними елементами, які поглинають енергію крутильних коливань у трансмісії, є дугові пружини, їх кількість може сягати до 30 одиниць, а розділяються вони між собою пластиковими сепараторами. Для підвищення ефективності роботи ДММ всередині кожної пружини може розміщуватися ще одна або дві пружини, пружно-демпферна система всередині ДММ заповнюється густим консистентним мастилом, в'язкість якого зменшується при нагріванні, що призводить до погіршення демпфувальних властивостей ДММ і збільшення навантажень на ланки трансмісії [110].

Радіус кола, на якому розташовані пружини в сучасних конструкціях ДММ, сягає від 120 мм, тоді як у класичному демпфері диска зчеплення радіус посадки пружин не перевищує 60 мм [101, 110]. Така конструктивна особливість істотно збільшує енергоємність ДММ, а отже, сприяє більш ефективному поглинанню енергії коливань на перехідних режимах роботи трансмісії.

При використанні звичайного маховика і диска зчеплення, обладнаного демпфером, у результаті його малої енергоємності, значні крутильні коливання передаються на ланки КП, що призводить до зіткнення контактних поверхонь зубців шестерень і спричиняє їх руйнування [72]. Це явище особливо проявляється у приводах автомобілів з високомоментними низькооборотними дизельними двигунами.

Пружно-демперна система ДММ, навпаки, поглинає крутильні коливання генеровані двигуном, таким чином не допускається зіткнення контактних поверхонь зубців шестерень КП та не виникає сторонніх звуків, а отже, забезпечується більша довговічність елементів КП [72].

З початком використання ДММ (рис. 1.2) відпала необхідність встановлення пружин у веденому диску зчеплення, проте окремі виробники можуть їх використовувати для більш ефективного поглинання коливань, основним ізолятором коливань залишається ДММ, а пружини у веденому диску зчеплення остаточно поглинають коливання після ДММ, чим досягається краща ефективність демпфування.

Первинна маса ДММ Luk та кришка первинної маси (рис. 1.3) утворюють камеру дугових пружин, яка як правило складається з двох частин, розділених фіксаторами дугових пружин.

Вторинна маса ДММ з'єднується з трансмісією та передає знижений діапазон обертів від ДММ, вона складається з диска та фланця, крутний момент передається через виступи фланця, які розміщуються між дуговими пружинами.

Фактично, існує два види підшипників які використовуються в ДММ компанії Luk (рис. 1.4): шарикопідшипник та підшипник ковзання.

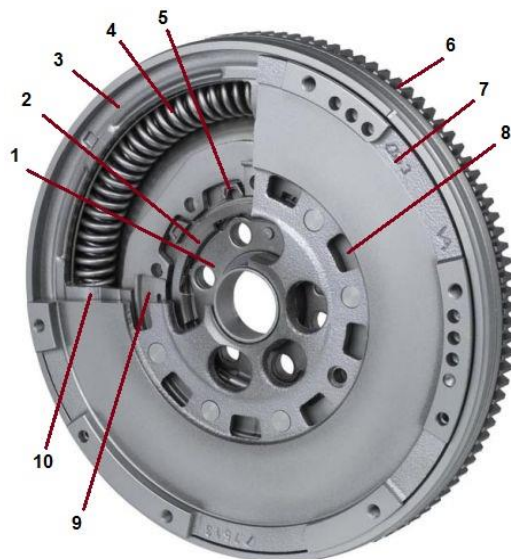


Рис. 1.2. Конструкція двомасового маховика автомобіля [103]

1 – маточина; 2 – радіальний підшипник; 3 – первинна маса; 4 – дугова пружина; 5 – фланець; 6 – зубчастий вінець; 7 – вторинна маса; 8 – вентиляційний отвір; 9 – ущільнювальна мембрана; 10 – кільцева камера заповнена мастилом



Рис. 1.3. Первинна маса ДММ Luk [124]

Між первинною і вторинною масами маховика повинен бути осьовий люфт, який має складати у випадку кулькового підшипника до 1,6 мм, а при встановленні підшипника ковзання – до 3 мм [97, 124].



Рис. 1.4. Види підшипників в ДММ компанії Luk [124]

ДММ з планетарними шестернями (рис. 1.5) німецької фірми Sachs за принципом дії аналогічний традиційному ДММ, первинна маса з'єднана з вторинною масою за допомогою пакета пружин та планетарних шестерень.

Вібраційні збудження з частотами, близькими до резонансної частоти, значно зменшуються при використанні цього виду ДММ, також планетарний редуктор забезпечує значне зменшення шуму.

Компанія Luk починаючи з 2008 року, для усунення нерівномірності обертання колінчастого вала в діапазоні низьких обертів, у ДММ разом з дуговою пружиною встановлює відцентровий маятник (рис. 1.6). Такий маятник [33, 64, 77, 90, 101] створює власні коливання, які в протифазі накладаються на коливання після дугової пружини і повністю їх гасять.

При низьких обертах колінчастого вала двигуна, маятники коливаються з великою частотою у зв'язку із значною дією відцентрових сил, а при збільшенні обертів коливання мас зменшуються і не суттєво впливають на поглинання коливань. Відцентрові демпфери маятникового типу не вимагають додаткового

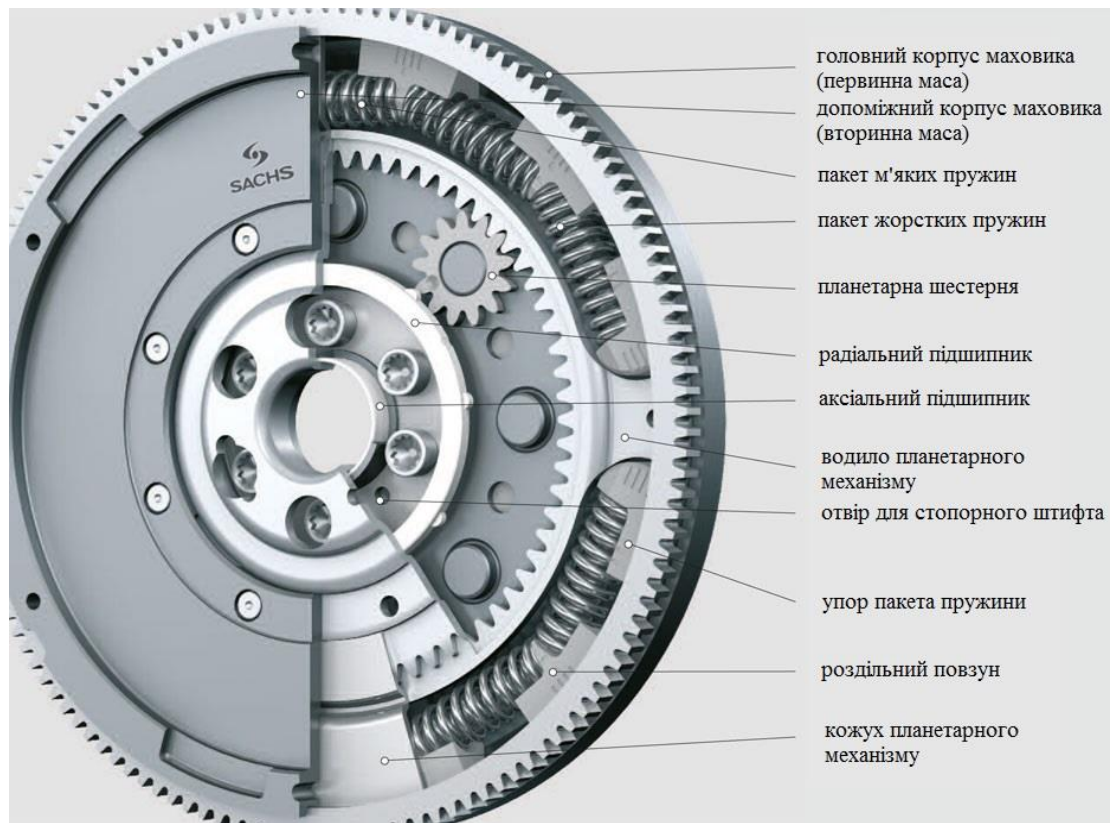


Рис. 1.5. Будова ДММ Sachs з планетарними шестернями [47, 110]

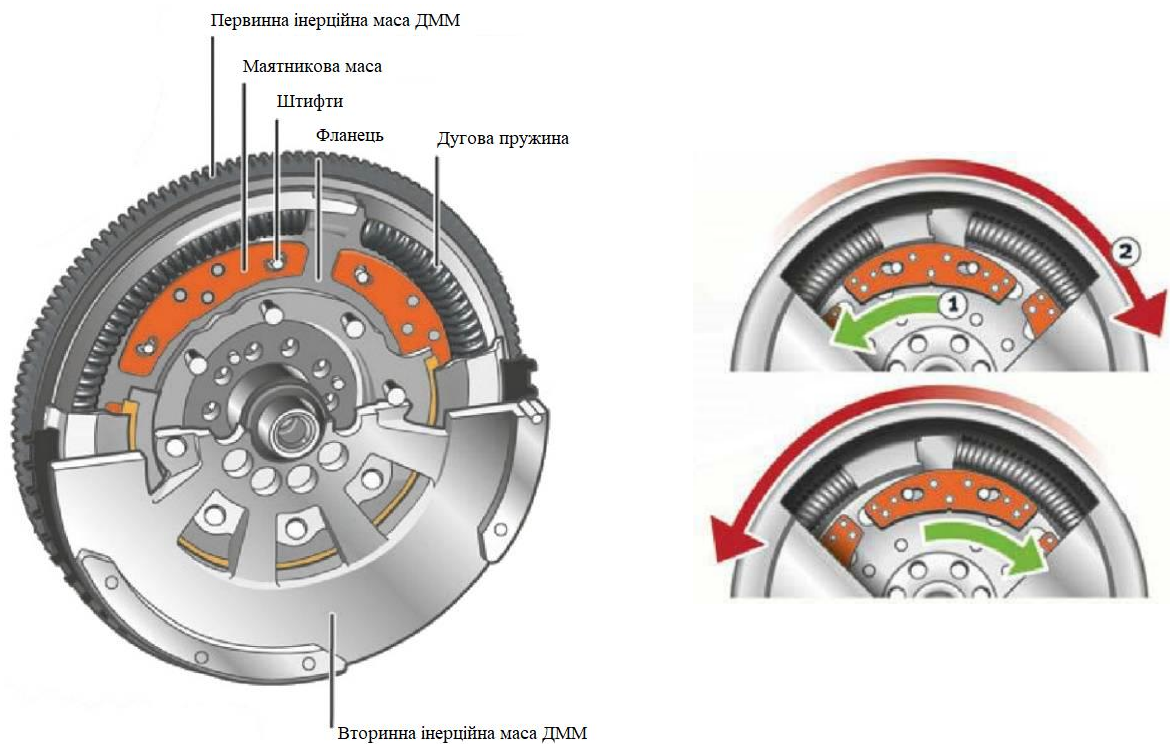


Рис. 1.6. Будова ДММ маятникового типу [90]

простору, вони встановлюються зі сторони вторинної маси після дугових пружин, це дозволяє двигунам нової конструкції досягти максимальної продуктивності та разом з тим, зменшення витрати палива (мінімум 0,5 л на 100 км) і викидів вуглекислого газу, зберігаючи високий рівень комфорту. Демпфери маятникового типу монтується на фланці ДММ, при цьому маятникові демпфери крутильних коливань не мають фіксованої частоти, оскільки вона залежить від кількості обертів колінчастого вала двигуна. Для зменшення вібрацій на 60% які передаються на КП, вистачає маси маятника всього в один кілограм. Основна ізоляція коливань забезпечується пружно-демпфувальною системою, а залишкові коливання усуваються демпферами маятникового типу. Таким чином, ДММ з демпфером маятникового типу може встановлюватися на будь-який автомобіль обладнаний класичним маховиком, а шум який виникає внаслідок його роботи, є показником того, що демпфери маятникового типу працюють ефективно, оскільки рухаються всередині ДММ [101].

1.3. Моделі та методи аналізу коливальних процесів у трансмісіях автомобілів з ДММ

Аналізу конструкцій ДММ та дослідженню їх впливу на коливальні процеси у трансмісії автомобіля присвячена низка праць: Albers A. [1], Baran P. [2], Bourgois G. [4], Bucha J. [5], Chen L. [6-9], Dighole D. [10], Fidlin A. [12], Güllü E. [18], Gupta K. [19], He L. [21], Johansson D. [22], Khochare T. [23-24], Kim T. [25], Lokhande S. [28], Mahl T. [30], More S. [32], Schaper U. [43], Sidorowicz M. [45], Suryanarayana A. [47], Suryawanshi N. [48-49], Theodossiadis S. [50], Walter A. [53], Wramner L. [55], Yang X. [58], Zende R. [61], вони охоплюють питання моделювання і експериментального дослідження згинних і крутильних коливань у трансмісії з ДММ, розрахунку

елементів ДММ за допомогою різноманітних програмних продуктів, пошуку альтернативи ДММ.

Ефективність використання ДММ підтверджена низкою праць [3, 24, 31, 32, 48, 50, 63, 87] в тому числі експериментально, проте дослідженню крутильних коливань у приводі автомобіля з ДММ на різних режимах роботи ДВЗ не приділена належна увага. Через роботу автомобільних двигунів, зокрема дизельних, в діапазоні низьких обертів, науковцями приділяється значна увага саме впливу коливань на трансмісію [13, 20] та способи захисту трансмісії від коливань [52].

Здебільшого, в залежності від структури ДММ, дослідження побудовані на основі дво- [10, 11, 28, 32, 44, 45, 47] або тримасної [1, 3, 23] динамічних моделей з пружно-в'язкими зв'язками між первинною і вторинною масами ДММ, що не дає можливості дослідити вплив характеристики ДВЗ і параметрів КП на коливальні явища у трансмісії, навантаженість її елементів і ланок ДММ, оцінити їх вплив на роботу приводу автомобіля.

У праці [24] авторами Khochare T. та Patil V. експериментально досліджено вплив маховика (одномасового і ДММ) на такі параметри двигуна як: потужність, теплова та об'ємна ефективність, а також питоме споживання палива. В результаті проведеного експерименту з'ясовано, що ДММ ефективніший порівняно з одномасовим маховиком на 12-15%, а також забезпечує кращі показники паливної економічності.

Праця [32] присвячена ізоляції трансмісії від вібрацій у результаті періодичних циклів займання пальної суміші в циліндрах чотиритактного ДВЗ, які спричиняють виникнення коливань обертового моменту і призводять до виникнення крутильних коливань. Ця праця включає проектування механізму збільшення інерції та оптимізованого маховика для цього механізму. Результат дослідження показує, що система з ДММ є більш ефективною, ніж система з класичним одномасовим маховиком.

Авторами Suryawanshi N., Bhaskar D., Design M., Kopargaon S.R.E.S [48] експериментально досліджено ДММ та звичайний одномасовий маховик на двотактному бензиновому двигуні. Детально описана динамічна модель ДММ, яка включає дві маси та дві дугові пружини. Звичайний одномасовий маховик порівнюється з експериментальною моделлю. Проаналізовано результати дослідження зміни обертового моменту двигуна при використанні ДММ. Отримані результати в ході проведеного експерименту свідчать про більшу ефективність ДММ в 1,3 рази, порівняно з класичним одномасовим маховиком.

У роботі [50] експериментально встановлено, що використання ДММ призводить до зниження рівня шумового навантаження зі сторони трансмісії.

Питаннями внесення конструктивних змін в ДММ займалися: Grega R. [16-17], Khochare T. [23], Lamkane A. [27], Pflleghaar J. [38], Zu Q. [65].

Авторами Grega R., Krajňák J., Varan P. [16-17] запропонована конструкція пневматичного ДММ, який досягає кута закручування 50° з максимальним крутним моментом 400 Н·м, при тиску 800 КПа, однією з основних переваг запропонованого конструктивного рішення є те, що пружно-демпферна система не піддається втомному руйнуванню, оскільки вона виконана у вигляді гнучких камер заповнених повітрям. При цьому постійний тиск повітря підтримується пневмоакумулятором, а зміна жорсткості пневматичного ДММ досягається зміною тиску повітря.

У дослідженні [23] основна увага приділяється проектуванню нового маховика для двотактної системи двигунів із використанням гвинтових пружин та багатомасової системи для покращання інерції маховика і підвищення ефективності двигуна. Метою даної праці є порівняльний аналіз ДММ з одномасовим. Сюди входить виготовлення прототипу, розроблення компонентів прототипу, випробування прототипу з різною швидкістю обертання та навантаження, а також його модифікація у разі потреби. Встановлено, що багатомасовий маховик впливає на вихідну потужність та забезпечує економію палива двотактного двигуна.

У праці [27] авторами запропонована нова конструкція ДММ зі змінною жорсткістю, робота якого ґрунтується на принципі компенсації. Згідно з результатами випробування на експериментальній установці, нова конструкція ДММ дозволяє зменшити кут закручування мас ДММ при роботі на холостому ході, уникнути ударів та шуму.

Авторами Pfleghaar J., Lohmann B. [38] запропонована нова енергоєфективна система демпфування, ідея електричного ДММ полягає в тому, щоб штучно зменшити жорсткість дугової пружини навколо певної робочої точки, шляхом накладання відповідного крутного моменту на привід. Конфігурація електричного ДММ базується на конструкції звичайного ДММ, первинної і вторинної мас, з'єднаних пружно-демпферною системою та електричною машиною з постійним магнітом.

Магнітореологічний рідинний ДММ, був розроблений авторами Zu Q., Chen Z., Shi W. et al. у праці [65] з регульованими характеристиками демпфування в різних умовах. Даний вид ДММ розроблений на основі реологічної поведінки магнітореологічної рідини, яка може бути змінена інтенсивністю магнітного поля. Результати моделювання та випробувань вказують на те, що ДММ з магнітореологічною рідиною, разом з контролером, який розроблений на основі нечіткої стратегії керування, ефективно ізолює коливання крутного моменту двигуна при їздовому циклі транспортного засобу та демонструє високу ефективність у поглинанні резонансної амплітуди при запуску і в момент зупинки двигуна.

Дослідженнями дугових пружин займалися: Govinda A. [15], Maffiodo D. [29], Rawar A.N. [37]. На сьогоднішній день є досить багато варіантів монтажу дугової пружини в ДММ, що у свою чергу дає можливість отримати різні характеристики пружно-демпферних систем ДММ, а значить підібрати найбільш оптимальний варіант відповідно до особливостей протікання коливальних процесів у приводі автомобіля в різних умовах експлуатації. Найбільш поширеними є одно-, дво- та

трирівневі дугові пружини. Однорівневі пружини складаються з внутрішньої та зовнішньої пружин та мають однакову довжину. Дворівневі пружини складаються з внутрішніх та зовнішніх пружин, причому внутрішні пружини виконані як правило коротшими ніж зовнішні, а отже пізніше задіюються при демпфуванні. При запуску холодного ДВЗ задіюється тільки зовнішня пружина з меншою жорсткістю, що дозволяє значно швидше подолати область критичних резонансних частот. Внутрішня пружина задіюється по мірі збільшення крутного моменту і далі пружини працюють разом в широкому діапазоні частоти обертання колінчастого вала двигуна. Трьохрівнева дугова пружина складається з зовнішньої і двох внутрішніх пружин різної довжини, що забезпечує оптимальне демпфування крутильних коливань у всьому діапазоні крутного моменту ДВЗ. Дугова пружина виготовляється з пружинної сталі, наприклад 60Si2MnA [51], проте є слабкою ланкою ДММ, оскільки сприймає постійні циклічні навантаження, що з часом експлуатації призводить до втоми матеріалу (послаблення кристалічної структури металу) і як наслідок руйнування самої пружини [87].

Основною метою праці [15] є зменшення шуму шестерень у результаті роботи КП та підвищення довговічності дугової пружини ДММ. Авторами розроблено тривимірну модель дугової пружини, проаналізовано ефективність використання пружин різного ступеня жорсткості за допомогою універсального програмного забезпечення скінченноелементного аналізу ANSYS. В ході проведеного дослідження встановлено, що пружно-демпферна система ДММ як у вигляді однорівневої пружини, так і при поєднанні пружин різного ступеня жорсткості не призводить до виникнення резонансних явищ. Крім того, використання пружно-демпферної системи ДММ з пружинами різного ступеня жорсткості забезпечує кращу вібро- та шумоізоляцію.

Спиральні пружини, які використовуються в ДММ, забезпечують хороші характеристики з точки зору функції фільтрації, але через конструктивні обмеження,

монтажний простір, виробничі процеси, вимоги до жорсткості, максимальний крутний момент та максимальну швидкість, вони не можуть бути розраховані на безкінечний термін експлуатації. Аналіз методом кінцевих елементів і експериментальний аналіз демонструють, що найбільш напружена точка пружини знаходиться на внутрішній частині, поруч з місцем фіксації [29].

Автори Pawar A.N., Bagawade A.D. у праці [37] досліджували вплив зміни матеріалу пружин на роботу ДММ з метою збільшення здатності поглинання вібрацій пружинами, підвищення їх довговічності та зменшення шуму шестерень. Аналіз та моделювання проводилося у програмних продуктах Creo 2.0, Ansys 13.00 та FFT аналізатор.

Оскільки дугові пружини розміщуються в пружинному каналі ДММ у вигляді напівкруглої форми, між дуговою пружиною і каналом виникає додаткове тертя через відцентрові сили. Такі сили тертя можуть призвести до того, що дугова пружина залишиться попередньо навантаженою в пружинному каналі, що не може бути враховано з певною точністю, простою моделлю пружина-демпфер. У праці [25] пропонується дискретна модель дугової пружини ДММ. Кожна дискретна модель складається з маси, пружини та нелінійного елемента тертя, характеристика тертя якого залежить від відносної швидкості ковзання, відносного переміщення та відцентрової сили. Також встановлено, що характеристики тертя дугової пружини залежать від відносної швидкості ковзання між поверхнями тертя, яка змінюється залежно від взаємного розташування дугової пружини ДММ.

Вирішальне значення при визначенні експлуатаційної ефективності ДММ мають демпфувальні характеристики та жорсткість пружини. Високі частоти коливань 20-400 Гц призводять до виникнення шуму в трансмісії. Проаналізувавши функції і характеристики дугової пружини [1], представлено графічну залежність ефективності використання пружин у фланці ДММ.

У праці [43] наведена динамічна модель ДММ з двома дуговими пружинами та врахуванням тертя між елементами ДММ. Для перевірки достовірності моделі реальні вимірювання порівнюються з результатами моделювання.

Сприйняття дуговими пружинами двомасового маховика Luk, крутного моменту при зміні кількості обертів в програмних продуктах Simulink та DyFaSim досліджувалися автором Römers L. H. J. [40 ст. 61-63], результати моделювання співпали на 99 %.

Праця [36] присвячена дослідженням з аналізу напружень, деформацій, які виникають в маховиках, а також деформацій в маховиках за допомогою статичного структурного та модального аналізу. Зовнішній діаметр маховика і його швидкість обертання в значній мірі впливають на величину напружень, тобто маховик з більшим зовнішнім діаметром і більш високою швидкістю обертання викликає більші значення напружень.

Система вимірювання кутових відхилень FURD [42] забезпечує можливість проведення динамічних вимірювань у реальному часі з високою точністю. В даній системі використовуються два аналогових сигнали від індуктивних сенсорів, що встановлюються на маховику і КП, таким чином в реальному часі можна отримати абсолютне кутове положення ДММ на кривій тертя.

У роботі [53] модель простору станів ДММ використовується для оцінювання обертового моменту двигуна.

Навіть ДВЗ, які повністю збалансовані піддаються дії вібрацій, які практично неможливо усунути через дію постійно повторюваних сил в результаті згоряння пальної суміші, які діють на поршні, шатуни, колінчастий вал через рівні проміжки часу у відповідності з порядком роботи конкретного ДВЗ. Використання ДММ покращує робочі характеристики двигуна, зокрема такі як: швидкість, крутний момент, потужність і ефективність [11].

У праці [14] представлені експериментальні та аналітичні методології для характеристики крутильної динамічної поведінки автоматизованої механічної КП та ДММ. Частотно-часовий аналіз вимірювань крутного моменту на випробувальному стенді виявив два види неідеальності крутильного збудника: коефіцієнт підсилення системи керування крутним моментом в смузі пропускання та значне гармонійне спотворення, яке залежить від частоти. Для автоматизованої механічної КП резонансна частота збільшується при ввімкненні передач з 4 Гц на 2-й передачі до 7 Гц на 5-й передачі, збільшуючись приблизно на 1 Гц для кожного перемикавання передач.

Робота [10] присвячена дослідженню ДММ для забезпечення передачі значної потужності на одиницю маси. Використання композитних матеріалів забезпечує зменшення маси ДММ. При виконанні моделювання, в даному дослідженні для зменшення маси існуючого маховика використовуються дві пружини.

У праці [4] розроблена спрощена математична модель з двома ступенями свободи для дослідження впливу ДММ на силовий агрегат. Розроблені дві моделі: одна в Matlab, друга в програмному забезпеченні з відкритим кодом Easydyn. Інтеграція в Matlab обчислюється функцією, заснованою на явній формулі Рунге-Кутта, тоді як EasyDyn використовує метод Ньюмарка. Дві моделі дають однакові результати. Оптимізація моделі була реалізована в Matlab для часової та частотної області. Оптимізація часової області обробляється локальним методом вільного градієнта за допомогою двох об'єктивних функцій: зміни вихідного крутного моменту та оцінки втрат потужності. Для частотної області використовуються дві інші об'єднані функції: зниження максимального значення амплітудної частотної характеристики вторинної маси ДММ і зменшення площі під кривою цієї частотної характеристики. Оптимізація призводить до подібних результатів: збільшення інерції, зменшення жорсткості.

Автором праці [122] наведено методику, яка на базі розв'язання хвильового рівняння дозволяє отримати форми та частоти вільних крутильних коливань зведених мас. Одержано систему звичайних диференціальних рівнянь, яка дозволяє дослідити вимушені крутильні коливання при перехідних процесах і врахувати демпфування в окремих ланках системи дизель-валопровід.

У праці [54] було запропоновано новий метод оцінки крутного моменту двигуна, тобто ДММ який вже інтегрований в лінію приводу майже кожного автомобіля середнього класу і вище, був використаний як сенсор для оцінки крутного моменту шляхом вимірювання інформації про кутову швидкість. Даний миттєвий крутний момент двигуна може бути додатково використаний для багатьох завдань в сучасних системах керування двигуном.

Динаміка ДММ змодельована нелінійною системою [30] та складається з рівнянь руху первинної і вторинної мас ДММ, описаних законом збереження кінетичної енергії. Для зменшення динамічної складності моделі дугових пружин було використано квазістаціонарне наближення. Зменшена модель здатна описати всі домінуючі фізичні ефекти ДММ. Для перевірки моделі ДММ результати моделювання порівняно з даними тестового стенда.

Найбільші динамічні навантаження в трансмісії виникають у несприятливих, але цілком реальних умовах експлуатації автомобіля, зокрема: рушання автомобіля з місця, особливо шляхом різкого ввімкнення або різкого відпускання педалі зчеплення; виїзд автомобіля методом «розкачування» і т. д. [71, 89, 99, 114, 119], а амплітуда коливань силового агрегату на перехідних режимах роботи значно збільшується [118] порівняно з іншими режимами. Як показали експерименти і дослідження, навантаження трансмісії при різкому відпусканні зчеплення можна приймати за максимальні в реальних умовах експлуатації, тому саме цей режим використовується для оцінки міцності деталей трансмісії у [73].

Найбільш доцільно встановити демпфер крутильних коливань в маховику двигуна, оскільки встановлення демпфера в інших місцях не дозволяє вивести власні частоти первинного і вторинного вала зі співпадіння з гармоніками двигуна в діапазоні робочих обертів і вводить у нього додаткові власні частоти коливань [120].

У [71] розроблена модель фрикційного зчеплення з гідروпневмоприводом, яка містить такі структурні Simscare-моделі: фрикційного зчеплення з діафрагмовою пружиною пелюсткового типу, модель пневмопідсилювача зчеплення, модель трансмісії на першій передачі, виконані у програмному комплексі MatLaB Simulink.

Авторами Z. Yan, D. Yin, K. Zhou, L. Chen в роботі [59] було використано програмне забезпечення ABAQUS для аналізу розподілу температурного поля та теплового навантаження на вторинній масі ДММ. Була розроблена модель скінченних елементів вторинної маси з використанням термодинамічної теорії та проаналізовано розподіл температурного поля та теплового навантаження, після п'яти циклів з'єднання і роз'єднання вторинної маси ДММ і фрикційного диска зчеплення. В ході проведених досліджень автори дійшли наступних висновків: температура вторинної маси ДММ постійно збільшувалась від першого до п'ятого циклу з'єднання-роз'єднання, а після п'ятого циклу температура вторинної маси була максимальною 157,8 °С, за п'ять циклів з'єднання-роз'єднання середнє підвищення температури становило 32,4 °С. Максимальне теплове навантаження становило 414 МПа, тобто воно було менше ніж межа міцності матеріалу на розрив (450 МПа). Вторинна маса ДММ не проявила жодних ознак руйнування, що було підтверджено термічним аналізом.

У [89] побудована математична модель руху автомобіля при рушанні з місця, яка розділена на три стадії, кожна з яких описана відповідною системою звичайних диференціальних рівнянь, залежно від структури приводу.

1.4. Моделі та методи аналізу коливальних процесів в електромеханічній трансмісії з гібридною силовою установкою

Привідні системи гібридних автомобілів мають різну структуру і характеристики. В залежності від режиму руху крутний момент на колесах такого автомобіля може створюватися як окремо ДВЗ або електричним двигуном (ЕД) так і їх спільною роботою [115, 122]. Обидва види двигунів при запуску створюють підвищені динамічні навантаження [57, 84, 113, 125].

Переважає більшість досліджень, що стосуються гібридних автомобілів, присвячена зниженню викидів токсичних речовин і підвищенню економічності силових енергоустановок [117]. Питанням коливальних процесів у ланках трансмісії, зокрема гібридних силових установок (ГСУ), уваги приділено недостатньо [84].

Для зменшення шкідливого впливу нерівномірності обертання колінчастого вала ДВЗ у класичних автомобілях застосовують ДММ, які відіграють роль демпферів крутильних коливань [2, 21, 34, 84].

В електромеханічних трансмісіях, незалежно від способу пуску асинхронного двигуна (прямий, від трифазного джерела живлення чи за допомогою системи перетворювача частоти – автономного інвертора напруги), у валопроводах виникають підвищені високочастотні навантаження [125, 84].

Моделювання асинхронного двигуна в двофазній системі координат [88] показують, що при прямому пуску на початковій фазі роботи відбуваються значні коливання моменту, струму та швидкості. При порівнянні результатів роботи розробленої моделі зі стандартним блоком Simulink Asynchronous Machine отримано ідентичні перехідні процеси [84].

Основними факторами впливу на динамічну навантаженість трансмісії автомобіля з ГСУ при запуску ДВЗ є [112]: момент тертя зчеплення, темп ввімкнення зчеплення, коефіцієнти демпфування і коефіцієнти жорсткості ланок трансмісії,

номер передачі, на якій здійснюється запуск ДВЗ, тому для зниження динамічних навантажень у ланках трансмісії автомобілів з ГСУ при запуску ДВЗ, потрібно раціонально вибрати перелічені вище параметри [84].

У праці [115] отримані результати розрахунків динамічних навантажень у трансмісії при рушанні автомобіля обладнаного ГСУ з місця та приводом ведучих коліс від ДВЗ. При дослідженні динамічних навантажень у трансмісії автомобіля з ГСУ паралельного типу важливо визначити стан зчеплення (знаходиться воно в режимі буксування чи замкнуте). Вважається, що зчеплення знаходиться в замкнутому стані якщо $M_c \geq M_{c3}$ і $\varphi_d - \varphi_c = 0$, в інших випадках воно буксує. При рушанні автомобіля з місця з заданим темпом ввімкнення зчеплення пружні моменти, що виникають у ланках трансмісії автомобіля, є функцією максимального моменту тертя зчеплення M_{cmax} . Після замикання зчеплення момент M_c , який ним передається (при цьому $M_c = M_{c3}$), приблизно дорівнює обертовому моменту ДВЗ [84].

Для розрахунків параметрів асинхронного двигуна використовувалася методика професора Черних І.В. [116], проведене моделювання в середовищі MatLab (додатки Simulink і SimPowerSystems) двох варіантів пуску асинхронного двигуна: прямий пуск від трифазного джерела живлення і пуск двигуна за допомогою системи перетворювача частоти – автономного інвертора напруги. Також при моделюванні системи перетворювача частоти – автономного інвертора напруги, крім пуску асинхронного двигуна, розглянуті режими нормальної роботи і гальмування. Досліджено струм статора і ротора, швидкість обертання двигуна та його електромагнітний момент [84].

Як показують дослідження [113] впливу структурних параметрів на динамічні навантаження у трансмісії автомобіля з ГСУ, коефіцієнти динамічності в ланках трансмісії автомобіля з демпфувальними елементами майже на 89% менші, порівняно з трансмісією без демпфувальних елементів. Однак можливості

підвищення демпфувальних властивостей ланок трансмісії є досить обмеженими, тому пошук конструктивних можливостей зменшення динамічних навантажень на елементи трансмісії ГСУ є актуальним і потребує додаткових досліджень [84].

У [73] запропоновано структурну схему і математичну модель для розрахунку динамічних навантажень, які виникають у трансмісії автомобіля з гібридною силовою установкою. В ході комп'ютерного імітаційного моделювання в середовищі MatLab Simulink доведено твердження, що при протіканні перехідних процесів в трансмісії гібридного автомобіля, динамічні навантаження можуть в кілька разів перевищувати максимальний крутний момент силової установки. В результаті проведених досліджень встановлено, що підбираючи оптимальні значення коефіцієнтів крутильної жорсткості і коефіцієнтів демпфування ланок трансмісії, можливо досягти зменшення динамічних навантажень.

У перелічених працях не враховано наявність двомасового маховика та його вплив на коливальні процеси у трансмісії.

Висновки до 1-го розділу

1. Застосування ДММ у сучасних приводах автомобілів істотно розширює можливості використання високомоментних низькооберткових двигунів, сприяє зменшенню навантажень на елементи трансмісії на холостому ході, під час пуску і вимикання ДВЗ, в період рушання автомобіля з місця, інтенсивному пришвидшенню під час обгону тощо. Підвищує комфортність керування автомобілем, зменшує витрату палива і шкідливих викидів у довкілля.

2. Позитивно впливаючи на роботу трансмісії, пружно-демпфувальна система ДММ, на всіх режимах роботи приводу і руху автомобіля, постійно сприймає циклічні різночастотні навантаження, які залежать від кількості обертів двигуна,

пришвидшення чи сповільнення автомобіля, що істотно впливає на ресурс пружних ланок, призводячи до їх втомного руйнування.

3. Поломки ДММ негативно впливають на експлуатаційні властивості трансмісії автомобіля — спостерігаються інтенсивні вібрації, шуми, утруднюється або стає неможливим перемикання передач тощо. Будь-яка поломка ДММ потребує його заміни, не зважаючи на працездатність зчеплення, що істотно здорожчує технічне обслуговування автомобіля.

4. Одним з можливих шляхів покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля, оснащеного ДММ, є підвищення ресурсу його пружно-демпфувальної системи.

5. Для вирішення задачі підвищення ресурсу ДММ і, відповідно, покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля, у дисертації поставлено такі задачі:

- проаналізувати відомі конструкції ДММ, з'ясувати причини виникнення несправностей ДММ і їхній вплив на роботу трансмісії автомобіля та руйнування елементів пружно-демпфувальної системи ДММ;

- розробити динамічні, математичні й симуляційні моделі приводу автомобіля з ДММ на холостому ході ДВЗ, усталеному і перехідних режимах руху автомобіля, у складі гібридної силової установки.

- дослідити вплив конструктивних параметрів ДММ і трансмісії на навантаженість пружних ланок ДММ і КП на холостому ході та при рушанні автомобіля з місця;

- встановити основні причини втомного руйнування пружних елементів ДММ і розробити рекомендації щодо підвищення їхнього ресурсу;

- створити експериментальну установку для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході й підтвердити адекватність розроблених симуляційних моделей реальним процесам у приводі;

- запропонувати конструктивні рішення і шляхи покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля, привід якого оснащений ДММ.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПРИЧИН ВИХОДУ З ЛАДУ ДВОМАСОВИХ МАХОВИКІВ

2.1. Аналіз переваг та недоліків двомасових маховиків Sachs

Найбільш відомими виробниками ДММ на сьогоднішній день є такі провідні компанії як Valeo, Франція, ZF Sachs та Luk, Німеччина, які досягли значних результатів в цьому напрямку.

Відомі конструкції ДММ фірми Sachs та їх коротка характеристика подана на (рис. 2.1). В основному вид ДММ, який буде використовуватися на автомобілі, залежить від типу двигуна та трансмісії. Тому автомобільні концерни спочатку надають двигун та КП конкретного автомобіля компанії виробнику ДММ, тоді компанія-виробник ДММ проводить ряд випробувань на відповідних стендах і на основі цього підбирає конкретну конструкцію ДММ. Самі ж автомобільні компанії ДММ не виготовляють.

У результаті проведеного нами аналізу переваг та недоліків ДММ Sachs [91 – 92], складено відповідну таблицю (рис. 2.1). Як видно з проведеного аналізу до основних переваг ДММ, порівняно зі звичайним демпфером у вигляді пружин у веденому диску зчеплення, належать: краща віброізоляційна здатність, значно більший комфорт при керуванні автомобілем, значно менша ймовірність виникнення резонансних коливань, більша довговічність елементів трансмісії та ін. З основних недоліків можна виділити: складність конструкції, висока вартість, частий вихід з ладу пружинно-демпферного механізму в результаті втоми металу пружин.

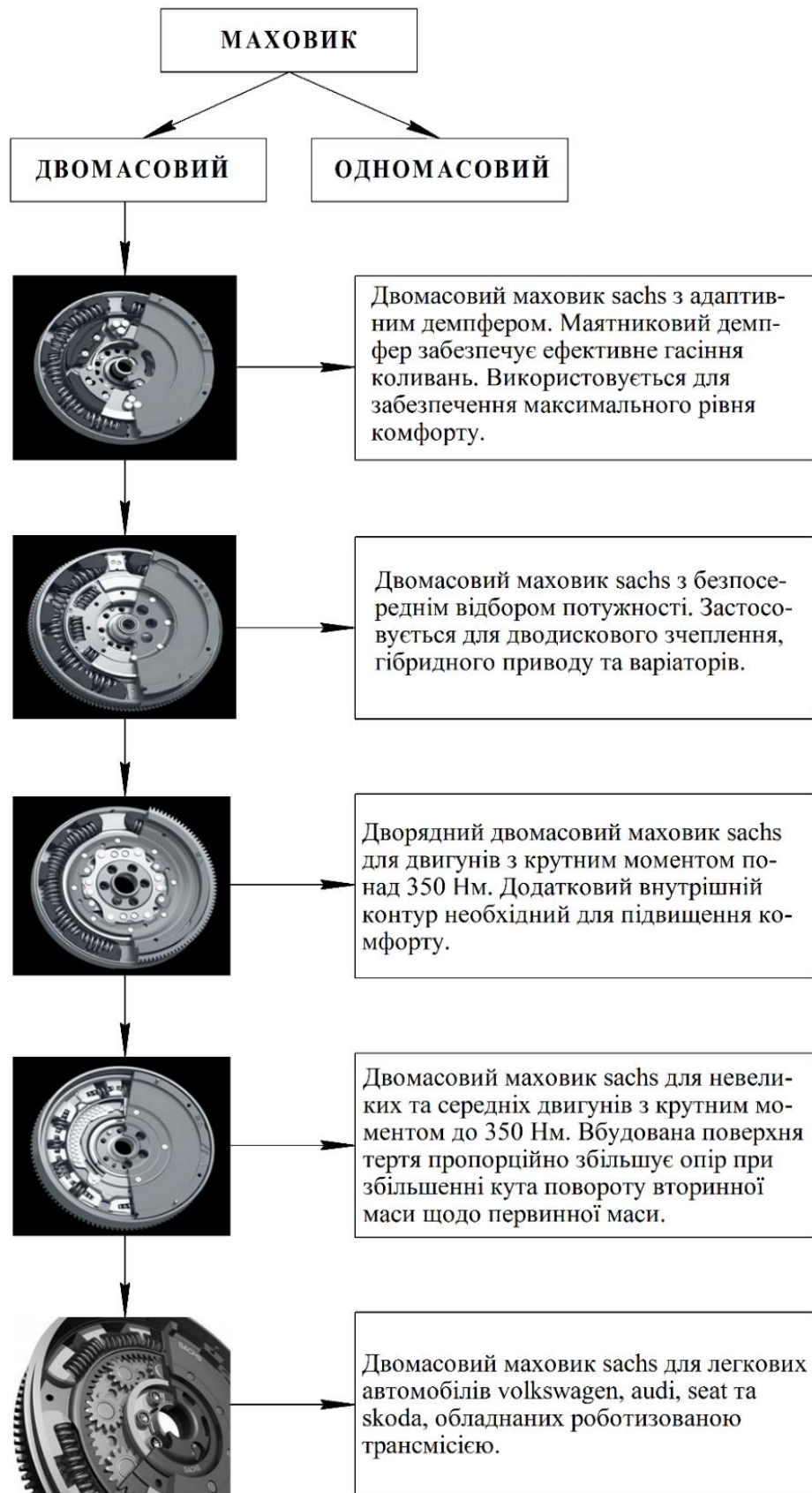


Рис. 2.1. Види ДММ Sachs та їх коротка характеристика [101]

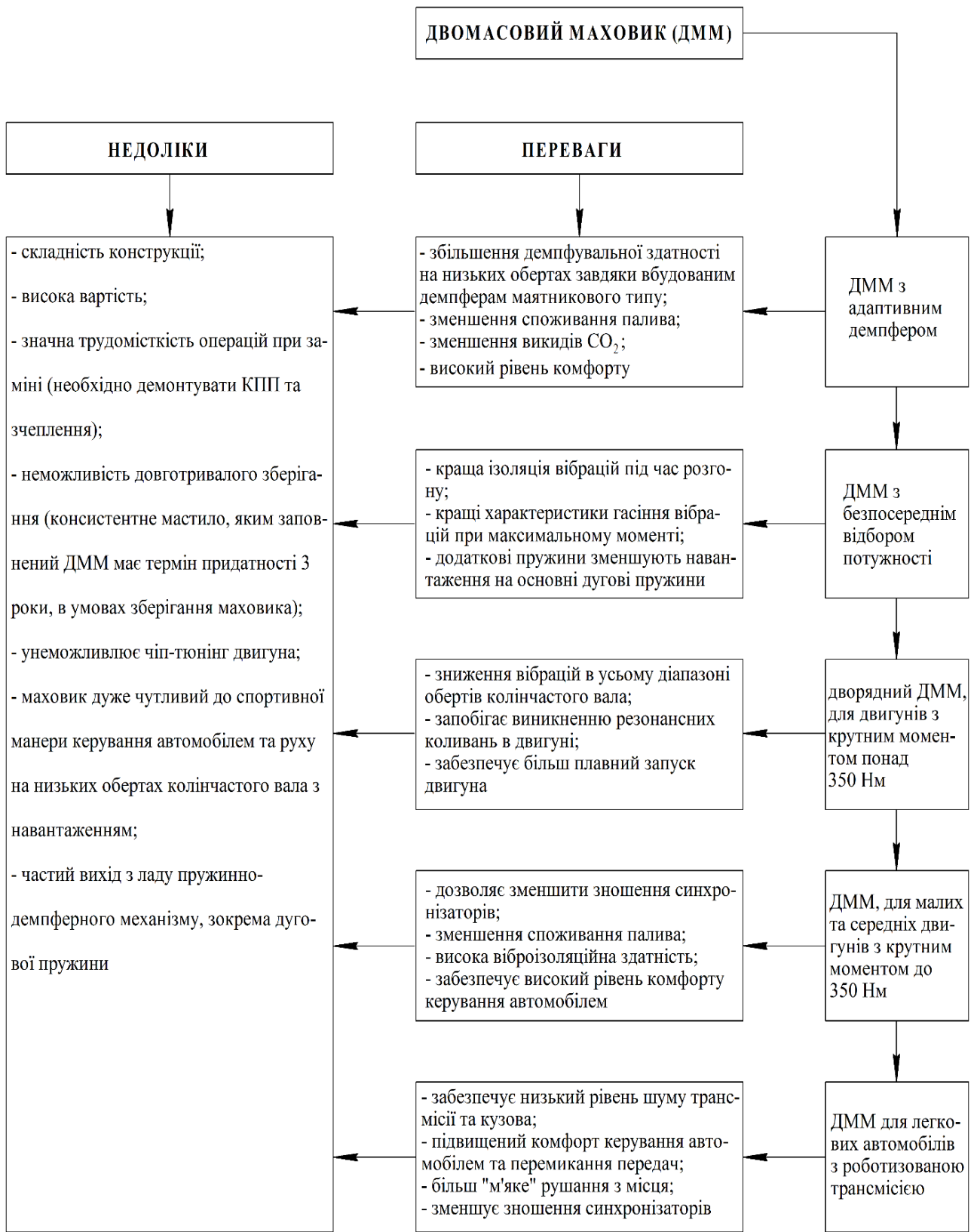


Рис. 2.2. Переваги та недоліки ДММ Sachs

2.2. Види несправностей двомасових маховиків та причини їх виникнення

Для аналізу причин виникнення і подальшої класифікації несправностей ДММ, а також визначення його фактичного пробігу, були зібрані статистичні дані (табл. 2.1) з автомобільних форумів [102, 108–109] і станції технічного обслуговування (дані марок, моделей, пробігів автомобілів, типів встановлених двигунів та характерних симптомів, якими супроводжувалося виникнення несправності) [80].

У результаті аналізу несправностей ДММ, останні були згруповані за характерними ознаками і поділені на три групи (рис. 2.3).



Рис. 2.3. Класифікація несправностей ДММ [76]

Як свідчать зібрані статистичні дані, основною причиною, в результаті якої ДММ виходить з ладу, є механічні пошкодження, зокрема руйнування сепараторів та пружин (рис. 2.4) спричинених перевищенням максимального відносного кута закручування первинної і вторинної мас ДММ, коли він працює на гранично високих

Статистика пробігів автомобілів до настання несправності ДММ

№	Автомобіль			Пробіг до настання несправності, тис. км	Симптоми
	Марка	Модель	Тип Двигуна та КП		
1	2	3	4	5	6
1	Ford	Focus	Дизельний, МКП	224	Сторонні звуки на холостих обертах
2	VW	B5	Дизельний, МКП	70	Стук на холостих обертах двигуна. Скрегіт при різкому наборі швидкості
3	Hyundai	ix35	Дизельний, МКП	86, 67	Сторонні звуки при збільшенні обертів двигуна
4	Ford	Mondeo	Дизельний, МКП	60	Стук при роботі двигуна на холостому ході, при рушанні скрегіт, при водінні стук та вібрація
5	Skoda	Octavia	Дизельний, МКП	71	Скрегіт, при витиснутій педалі зчеплення до половини. При повністю витиснутій педалі зчеплення скрегіт відсутній
6	Volvo	S60	Бензиновий, МКП	231,7	Сторонні звуки на холостих обертах двигуна і в процесі водіння

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
7	Skoda	Octavia	Бензиновий, МКП	176	Значна вібрація на холостих обертах та при прискоренні, незначна складність при перемиканні передач
8	Nissan	X-Trail	Дизель, МКП	256	Вібрації в районі зчеплення, які збільшувалися при експлуатації автомобіля
9	BMW	5 series	Бензиновий, МКП	281	Ривки при перемиканні передач, шум при натисканні педалі зчеплення
10	Fiat	Linea	Бензиновий, МКП	80,5	Сторонній звук при роботі двигуна, стуки на холостих обертах, при натисканні на педаль зчеплення стуки зникають
11	VW	Multivan	Дизельний, DSG	97,6	Шум при перемиканні передач з підвищеної на понижену, незначна вібрація при розгоні, металеві стуки на холостих обертах

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
12	VW	Jetta	Дизельний, МКП	75	Вібрація на холостих обертах, при збільшенні обертів двигуна вібрація зникає, металевий стук, вібрація при натисканні на педаль зчеплення
13	Audi	TT	Бензиновий, МКП	164,9	Шуми та стуки зі сторони ДММ
14	Ford	Kuga	Дизельний, МКП	90	Скрегіт, який при натисканні педалі зчеплення зникає
15	VW	Caravelle GP	Дизельний, DSG	154,4	Ривки автомобіля при рушанні, значний шум зі сторони КП при непрогрітому двигуні, при прогріванні зникає, вібрація на холостих обертах
16	Peugeot	407	Дизельний, МКП	266,2	Сильний стук на холостих обертах, інколи проблемно вмикаються передачі
17	VW	B5	Дизельний, МКП	200	При ввімкненні кондиціонера відчутна незначна вібрація, яка супроводжувалася скреготом під днищем зі сторони двигуна

Закінчення таблиці 2.1

1	2	3	4	5	6
18	SsangYong	Kyron	Бензиновий, МКП	172,2	Вібрація при запуску та глушінні двигуна, також при рушанні з місця
19	Volvo	V40	Дизельний, МКП	260,2	Тріск при роботі двигуна на холостих обертах та не витиснутій педалі зчеплення, при витиснутій тріск відсутній
20	Audi	A4	Дизельний, МКП	159	Значний шум при роботі двигуна на холостих обертах
21	Skoda	Octavia	Дизельний, МКП	105	Стук та вібрація на холостих обертах, при збільшенні обертів стук та вібрація зникають
22	VW	Touran	Дизельний, АКП	178	Стук на холостих обертах при непрогрітому двигуні, при збільшенні обертів зникає, стук при глушінні двигуна, вібрація
23	Opel	Omega	Дизельний, МКП	229	Шум та вібрація на холостих обертах зі сторони ДММ
24	Mitsubishi	Outlander	Дизельний, МКП	145	Характерні звуки при прог- ріванні двигуна, вібрація



Рис. 2.4. Руйнування сепараторів та пружин всередині ДММ [101, 108]

або непередбачених конструкцією режимах (спортивна манера керування автомобілем, часте гальмування двигуном, чіп-тюнінг двигуна, запуск та глушіння двигуна без витиснутої педалі зчеплення, різке відпускання педалі зчеплення при рушанні, а також втома матеріалу пружин при циклічному їх навантаженні: тривалій роботі на холостому ході, постійному керуванні транспортним засобом на низьких обертах, близьких до холостих, використанні системи «старт-стоп», буксируванні автомобіля на гнучкому зчепі, тривалому буксуванні автомобіля.

При виникненні механічних пошкоджень ДММ, його робота супроводжується скреготом, стуком, сильним шумом, відчутні значні вібрації, що іноді унеможливорює рух транспортного засобу [72, 80, 101, 107 – 110, 111].

Втрата демпфувальних властивостей ДММ виникає у результаті його роботи в умовах підвищеного теплового навантаження, витікання мастила (рис. 2.5), зберіганні маховика понад 3 роки. При втраті демпфувальних властивостей робота ДММ також супроводжується шумом, відчутні значні вібрації, стук [72, 80, 107, 111].

Термічні пошкодження – виникають внаслідок неправильної експлуатації ДММ (наприклад, тривале пробуксовування зчеплення, водіння на низьких обертах) та поділяються на 4 види (незначне, середнє, високе та надмірно високе). Тому для

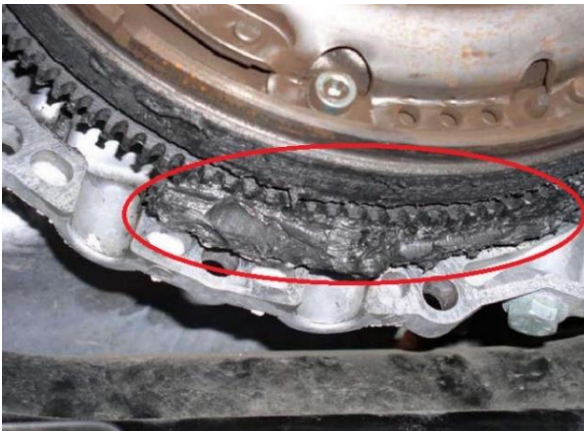


Рис. 2.5. Витікання мастила з ДММ [72]

визначення, якому саме тепловому навантаженні піддавався ДММ, проводять огляд його фрикційної поверхні, яка забарвлюється у відповідний колір внаслідок термічного впливу. Вигорання мастила виникає через тривалу дію підвищеного температурного навантаження, в результаті чого допоміжна маса ДММ може зміститися від центрального положення і заблокувати його [59, 80, 110, 124].

Інші несправності, що можуть виникати в ДММ:

Задири на фрикційній поверхні ДММ – виникають в результаті максимального зношення веденого диска зчеплення, тривалого пробуксовування веденого диска зчеплення, впливу високих та особливо високих термічних навантажень. Дана несправність не має характерних ознак (шум, скрегіт, вібрація), а виявляється виключно оглядом.

Блокування первинної і (або) вторинної маси ДММ – виникає в результаті вигорання мастила, заклинювання підшипника, надмірних термічних навантажень, помилок при монтажу ДММ. При виникненні цієї несправності амортизація не забезпечується, через це відсутнє шумопоглинання, скрегіт, тріск, стук при запуску, глушінні та в процесі експлуатації транспортного засобу, подекуди неможливість запустити автомобіль.

Протирання корпусу маховика пружинами (рис. 2.6) – виникає при їх притисканні до стінок каналів ДММ під дією відцентрових сил і втрати стійкості при стисканні, внаслідок великого механічного перевантаження (руйнування внутрішніх деталей ДММ приводить до протирання первинного диска). При протиранні корпусу ДММ пружинами, його робота супроводжується сильним шумом, скреготом, тріском, відчутні значні вібрації, стуки [107].



Рис. 2.6. Протирання корпусу ДММ пружинами [107, 109]

Оскільки ДММ не є ремонтпридатним і жоден з виробників не передбачає та не рекомендує виконувати його ремонт чи відновлення, то при виникненні однієї з вище перерахованих несправностей ДММ підлягає заміні.

Як видно з наведених статистичних даних (табл. 2.1), термін експлуатації ДММ подекуди значно менший, ніж заявлений виробниками, та не забезпечує використання комплекту зчеплення до заміни разом з ДММ. Причиною цього, в більшості випадків, є втомне руйнування пружних елементів ДММ, яке, крім їх циклічного навантаження, може бути спровоковано іншими чинниками, зокрема, перегрівом або витіканням мастила.

Для запобігання виникненню перерахованих вище механічних пошкоджень і збільшення ресурсу ДММ рекомендують: запускати та глушити двигун тільки з витиснутою педаллю зчеплення, уникати тривалої роботи двигуна (особливо

дизельного) на холостих обертах, не проводити чіп-тюнінг двигуна, намагатися керувати автомобілем на вищих обертах ніж холості, не виконувати різких стартів та зупинок автомобіля, дотримуватися експлуатаційних та сервісних рекомендацій заводів-виробників ДММ, не залишати автомобіль, який розміщений під ухилом з увімкненою передачею, вчасно виконувати заміну веденого диска зчеплення, при заміні або (демонтажу/монтажу) ДММ завжди використовувати новий комплект болтів для кріплення ДММ до колінчастого вала тощо.

Однак перелічені рекомендації передбачають скурпульозне їх виконання водієм, що практично неможливо виконати у повному обсязі. Тому для вирішення задачі збільшення ресурсу ДММ до рівня, встановленого виробником, потрібно розробити технічні рішення, які б зменшили суб'єктивний вплив конкретного водія та його манеру керування автомобілем.

Висновки до 2-го розділу

1. Проаналізувавши конструктивні особливості ДММ фірми Sachs, прокласифіковано характерні несправності ДММ та згруповано їх за такими характерними ознаками: механічні пошкодження, втрата демпфувальних властивостей, термічні пошкодження.

2. У результаті статистичного аналізу зібраних даних про пробіги до настання несправностей ДММ, з'ясовано, що основною причиною виходу з ладу ДММ в переважній більшості випадків є механічні пошкодження, зокрема, втомне руйнування пружин у результаті сприйняття ними постійних циклічних навантажень.

3. Встановлено потребу дослідити коливальні процеси у приводі автомобіля на різних режимах його роботи, та оцінити їхній вплив на величину і характер зміни

напружень у пружних елементах ДММ з метою підвищення їхнього ресурсу, і, як наслідок, – маховика в цілому.

РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДІ АВТОМОБІЛЯ З ДММ

Автомобіль – це засіб пересування, в якому енергія згорання пальної суміші перетворюється в обертовий момент на колінчастому валу двигуна і через трансмісію передається на колеса автомобіля, приводячи його у поступальний рух. Динамічні навантаження на елементи трансмісії залежать від багатьох чинників, зокрема, від максимальних ефективної потужності ДВЗ і обертового моменту, який він може розвинути, режиму роботи ДВЗ (пуск, робота на холостих обертах, вимикання двигуна), режиму руху автомобіля (рушання з місця, пришвидшення, усталений рух), профілю дороги.

З перелічених чинників найнебезпечнішими з погляду міцності елементів трансмісії є режим рушання автомобіля з місця, інтенсивне пришвидшення і тривала робота ДВЗ на обертах холостого ходу, коли частота збурення коливань з боку двигуна наближається до власної частоти коливань ланок КП.

Для аналізу впливу вказаних режимів роботи ДВЗ і руху автомобіля на міцність пружних ланок ДММ та ланок трансмісії потрібно розробити відповідні симуляційні моделі, що враховують характеристику ДВЗ, конструктивні параметри ДММ, КП і автомобіля в цілому.

3.1. Дослідження коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи двигуна на холостому ході

Робота ДВЗ на холостому ході, особливо у сучасних високомоментних низькооборотних двигунах, супроводжується генеруванням низькочастотних коливань, частота яких наближається до власної частоти коливань ланок КП. З

метою аналізу коливальних процесів у приводі автомобіля під час роботи ДВЗ на холостому ході розроблена симуляційна модель у середовищі MatLab Simulink.

3.1.1. Динамічна модель приводу автомобіля на холостому ході. У приводах автомобілів, обладнаних ДММ, використовується двовальна або тривальна КП, залежно від приводу (на передню або задню вісь). Тому від типу КП залежить врахування жорсткості відповідних валів та моментів інерції обертових мас при побудові динамічних моделей приводу.

На рис. 3.1 зображено динамічну модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КП при роботі ДВЗ на холостому ході, тобто, зчеплення замкнуте і увімкнена нейтральна передача [79, 81].

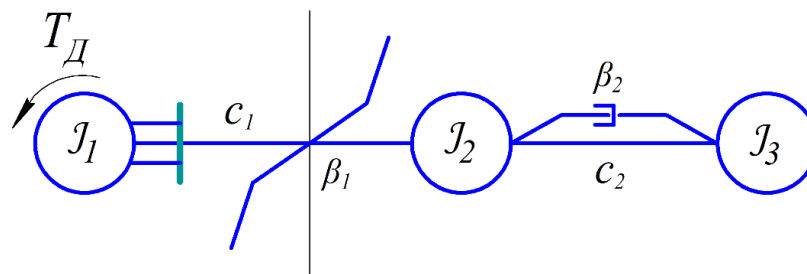


Рис. 3.1. Динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КП

Під час розподілу та зведення обертових мас і жорсткості валів КП, у випадку приводу автомобіля на передню вісь, враховано, що під час роботи двигуна на холостому ході з увімкненою нейтральною передачею, разом з ланками зчеплення обертаються первинний вал, зубчасті колеса, з'єднані з ним нерухомо, та зубчасті колеса вторинного вала, що перебувають у постійному зачепленні з колесами первинного вала, але вільно обертаються на вторинному валу. У випадку приводу автомобіля на задню вісь, враховуються маси і жорсткості первинного вала КП, проміжного вала і зубчастих коліс, з'єднаних з ним нерухомо, та зубчастих коліс, що вільно обертаються на вторинному валу.

3.1.2. Математична й симуляційна моделі приводу автомобіля на холостому ході. Рух мас динамічної моделі трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи двигуна на холостому ході (див. рис. 3.1) опишемо такою системою звичайних диференціальних рівнянь [81]:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = T_D - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right); \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right), \end{cases} \quad (3.1)$$

де J_1 – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ (колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ);

J_2 – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення;

J_3 – зведений момент інерції рухомих ланок КП;

c_1 – зведена жорсткість пружних елементів ДММ;

c_2 – зведена жорсткість рухомих ланок КП;

β_1 – коефіцієнт розсіювання енергії в ДММ;

β_2 – коефіцієнт розсіювання енергії в КП;

φ_1, φ_2 і φ_3 – узагальнені координати (кути повороту відповідно мас J_1, J_2 та J_3).

Зведена жорсткість пружних елементів ДММ c_1 залежить від його структури, а зведена жорсткість c_2 є величиною сталою. На рис. 3.2 а, представлена характеристика зміни пружного моменту залежно від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ, при використанні одинарних циліндричних дугових пружин (лінійна характеристика ДММ).

На рис. 3.2 б, зображено зміну пружного моменту в залежності від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ, за умови встановлення пружин різної жорсткості (основної та додаткової) та послідовним сприйняттям ними навантаження (прогресивна характеристика ДММ).

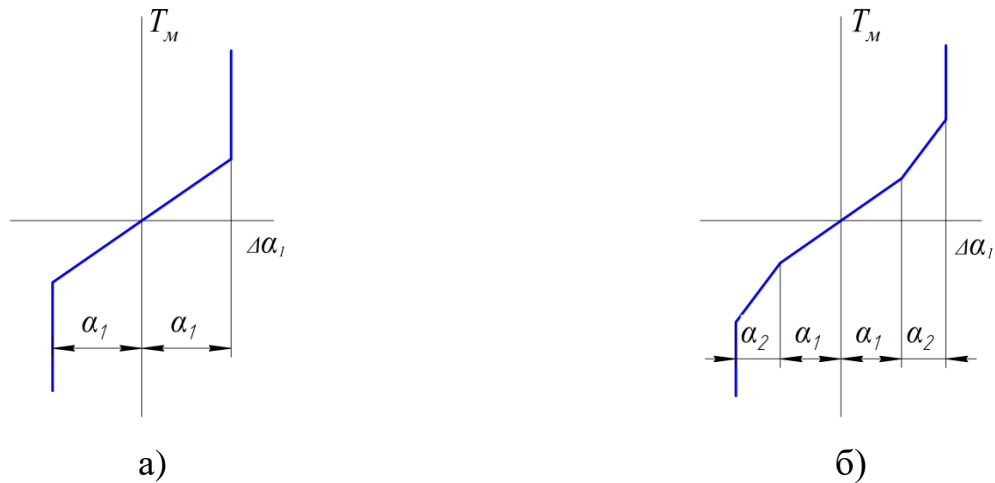


Рис. 3.2. Характеристики пружних елементів ДММ: α_1 – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає деформації основної пружини; α_2 – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає спільній деформації основної і додаткової пружин

У зв'язку з тим, що розташовані на колі радіуса R , виті циліндричні пружини ДММ сприймають навантаження стиску, то жорсткість такої системи, зведена до еквівалентної жорсткості c_1 вала, що працює на кручення, визначимо зі схеми, представленої на рис. 3.3.

Прирівнюючи між собою крутний момент еквівалентного вала і момент, який створюють пружини ДММ відносно осі обертання маховика, запишемо:

$$c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 2c_{np}R^2(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (3.2)$$

де c_{np} – жорсткість циліндричних пружин, встановлених на колі радіуса R .

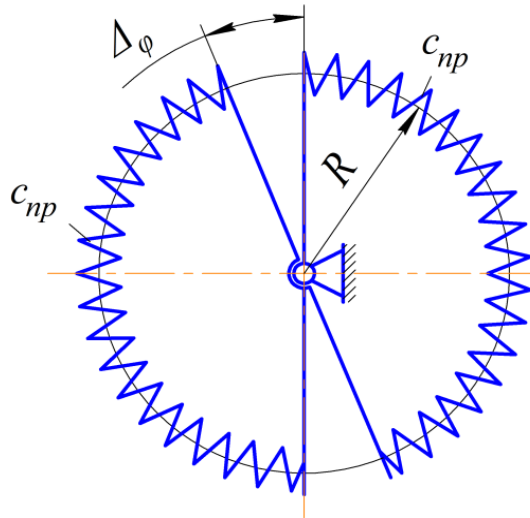


Рис. 3.3. Розрахункова схема еквівалентної жорсткості ДММ на кручення:
 $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас J_1 та J_2 динамічної моделі (див. рис. 3.1)

З рівняння (3.2) отримуємо, що жорсткість еквівалентного вала:

$$c_1 = 2c_{np}R^2. \quad (3.3)$$

Момент ДВЗ в усталеному режимі роботи подамо у вигляді періодичної функції [123]:

$$T_d = T_{\partial o} + T_o \sin(\omega t + \alpha), \quad (3.4)$$

де $T_{\partial o}$ – стала складова крутного моменту ДВЗ;

T_o – змінна складова крутного моменту ДВЗ;

ω – кругова частота коливань змінної складової крутного моменту ДВЗ;

α – зсув фаз.

Напруження у витках пружин ДММ визначатимемо за формулою [98]:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{\text{пр}} \cdot R \cdot R_{\text{сер}}}{\pi \cdot d_i^3} \left(\frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right), \quad (3.5)$$

де $c_{\text{пр}}$ – лінійна жорсткість i -тої пружини;

R – радіус монтажу i -тої пружини;

$R_{\text{сер}}$ – середній радіус i -тої пружини;

d_i – діаметр дроту i -тої пружини;

$m = 2R_{\text{сер}}/d_i$ – поправковий коефіцієнт для i -тої пружини.

У середовищі MatLab Simulink, на основі математичної моделі (3.1) – (3.5) для симуляції коливальних процесів у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході, побудована симуляційна модель (рис. 3.4) [83].

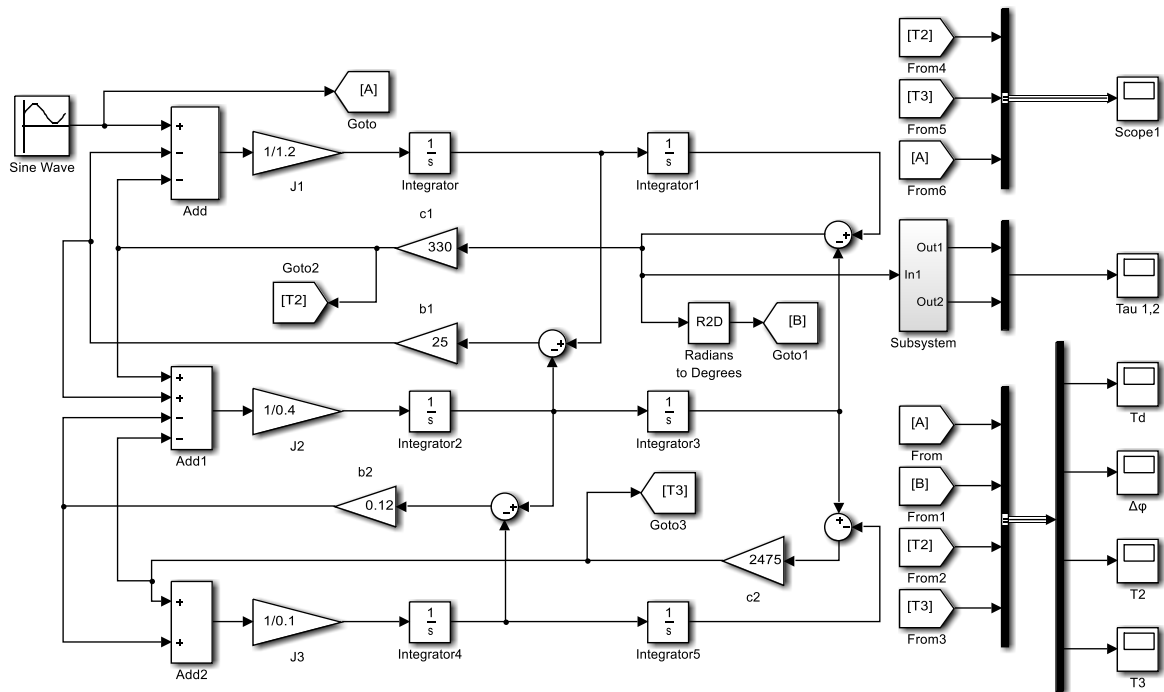


Рис. 3.4. Симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході

Реалізація стимуляційної моделі в середовищі MatLab Simulink дала можливість простежити взаємний вплив конструктивних параметрів ДММ і КП на динамічне навантаження їхніх ланок з врахуванням гармонійного збурення коливань ДВЗ на обертах холостого ходу.

3.1.3. Результати симулювання коливальних процесів у трансмісії автомобіля під час роботи двигуна на холостому ході та їх аналіз. За об'єкт дослідження було вибрано автомобіль категорії М1 класу Volkswagen Caddy, скорочена технічна характеристика якого наведена у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика автомобіля Volkswagen Caddy

Показник	Значення
Споряджена маса, кг	1336
Максимальна повна маса, кг	2066
Максимальна вантажопідйомність, кг	730
Потужність двигуна, кВт/об/хв	75/4000
Максимальний обертовий момент, Н·м/об/хв	210/1900
Розмір коліс	195/65R15
Тип механічної КП	двовальна п'ятисходинова
Передатне число головної передачі	3,94
Передатне число першої передачі КП	3,78

ДММ, який встановлено у розглянутому приводі автомобіля, має паралельну структуру, що передбачає встановлення концентрично двох пружин (великої і малої) різної жорсткості на колі однакового радіуса R .

Параметри основних деталей ДММ, виміряні в лабораторії конструкції автомобілів кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка», відповідно становлять: повна маса маховика в

зібраному вигляді – 12 кг, маса ведучої частини маховика (первинна маса) становить 6,4 кг, а веденої (вторинна маса) – 5,6 кг; діаметр великої пружини $D_1=25$ мм; діаметр дроту великої пружини $d_1=4$ мм; діаметр малої пружини $D_2=16$ мм; діаметр дроту малої пружини $d_2=3$ мм; кількість витків великої пружини $n_1=47$; кількість витків малої пружини $n_2=66$; діаметр ведучого диска (первинної маси ДММ) $D_0=280$ мм; діаметр веденого диска (вторинної маси ДММ) $d_0=270$ мм; радіус кола, на якому змонтовані велика і мала пружини, $R=120$ мм.

У результаті розрахунків встановлено, що жорсткість великої пружини $c_{en}=5881$ Н/м; малої пружини $c_{mn}=5586$ Н/м. Зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ $J_1=1,2$ кг·м²; зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення $J_2=0,4$ кг·м²; зведений момент інерції рухомих ланок КП $J_3=0,1$ кг·м². Оскільки пружини ДММ працюють паралельно, то сумарна жорсткість пружин ДММ $c_{np}=11467$ Н/м. Відповідно жорсткість еквівалентного вала $c_1=330$ Н·м/рад.

Результати симуляції коливальних процесів у трансмісії автомобіля під час роботи двигуна на холостому ході зображено на рис. 3.5 – рис. 3.16.

Розрахунки проведені за наступних параметрів динамічної моделі: $T_{\partial\partial}=80$ Н·м; $T_o=60$ Н·м; $\omega=63$ с⁻¹; $\alpha=0$; $J_1=1,2$ кг·м²; $J_3=0,1$ кг·м²; $\beta_1=25$ Н·с·м; $\beta_2=0,12$ Н·с·м; $c_1=330$ Н·м/рад; $c_2=2475$ Н·м/рад.

Як видно з рис. 3.5 – рис. 3.10 крутний момент у ланках КП в трансмісії з ДММ змінюється гармонійно. Крутний момент T_2 , що сприймається пружними ланками ДММ, коливається в межах від 20,5 до 26,6 Н·м, а в ланках КП – на початковому етапі збільшується до 9,4 Н·м, проте на 0,4 с стабілізується і коливається в діапазоні від 1,5 до 8,2 Н·м (рис. 3.5). Коливання моментів, відбуваються за знакосталим циклом, тобто ДММ поглинає коливання крутного моменту, створеного ДВЗ, і крутний момент, що передається на ланки КП при роботі ДВЗ на холостому ході, значно зменшується. Відносний кут повороту мас ДММ при цьому, не перевищує 5 градусів (рис. 3.6).

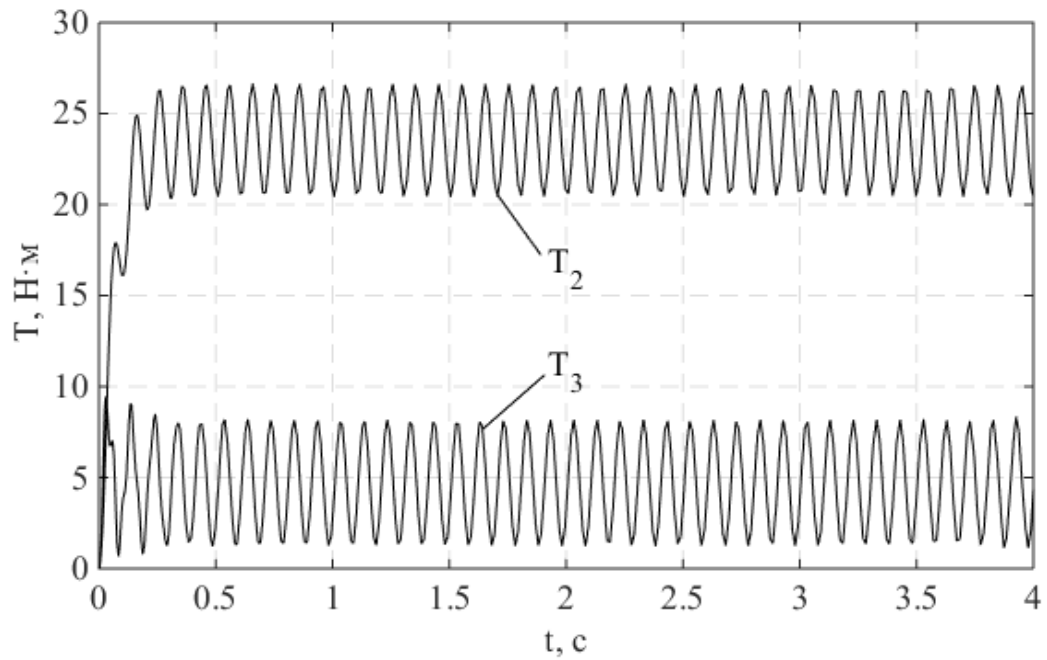


Рис. 3.5. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КП, $J_2=0,4$
 $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

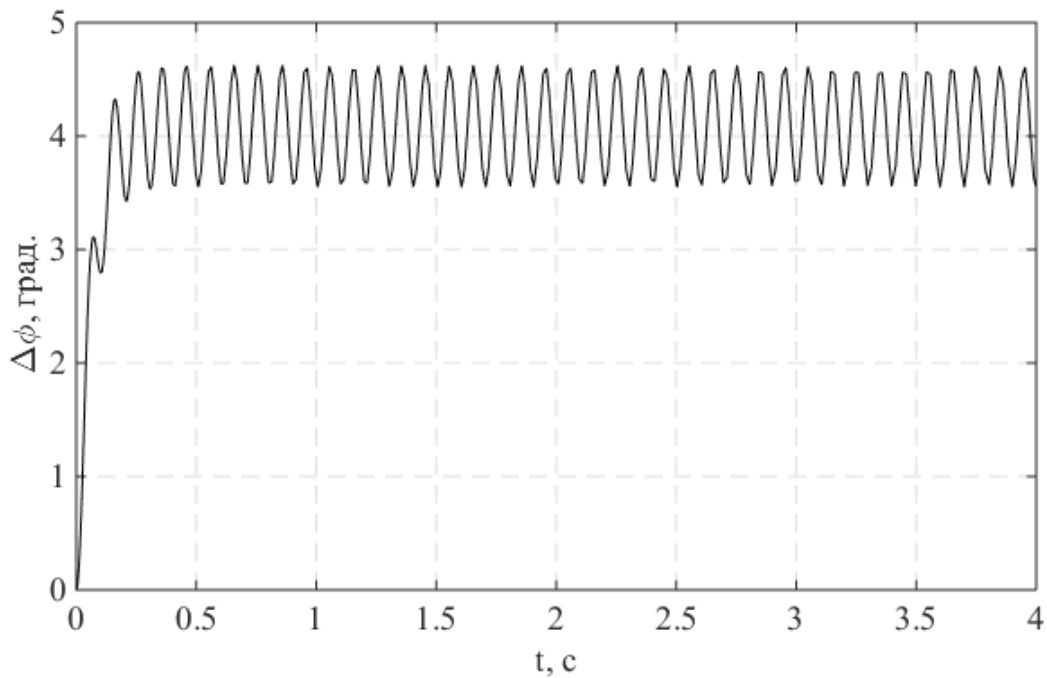


Рис. 3.6. Зміна відносного кута повороту мас ДММ від часу $J_2=0,4$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

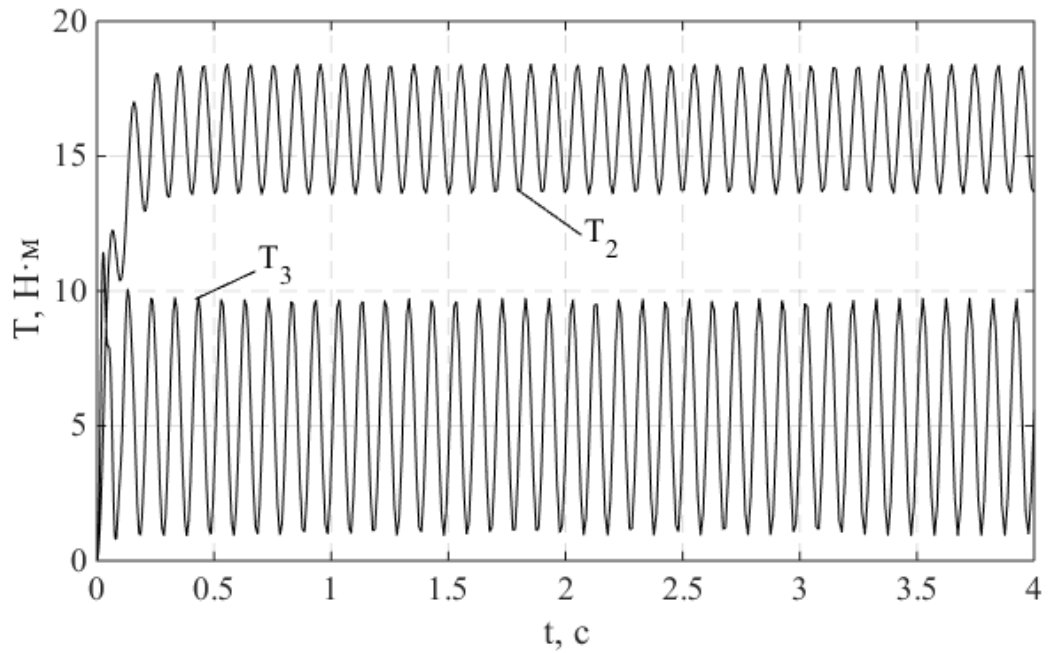


Рис. 3.7. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КП, $J_2=0,2$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

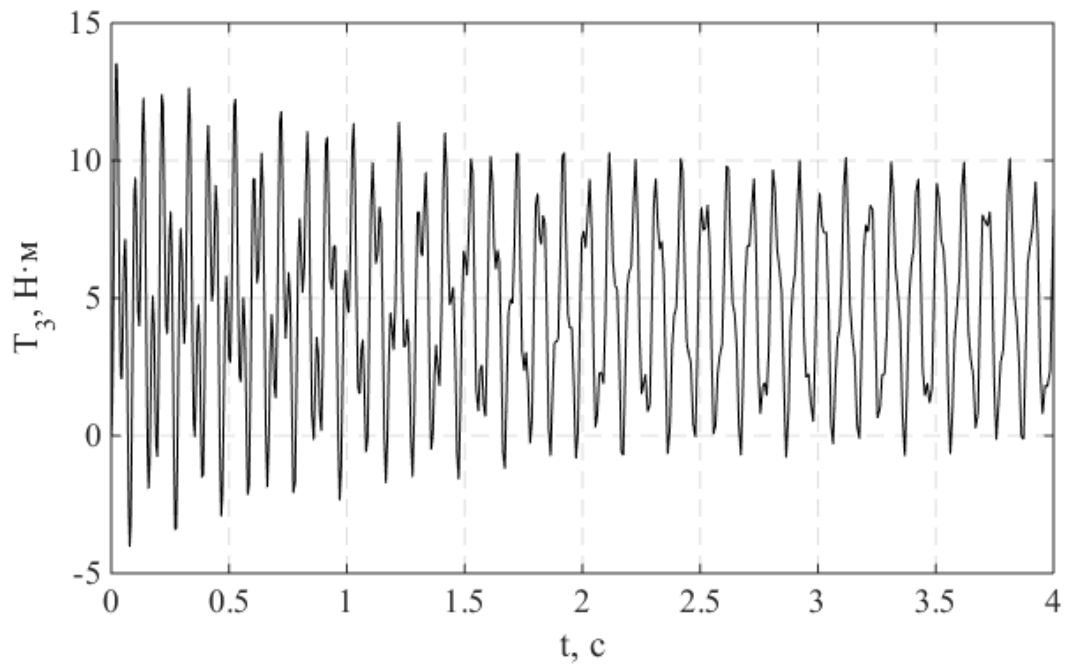


Рис. 3.8. Зміна крутного моменту T_3 у ланках КП від часу: $J_1=1,6$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

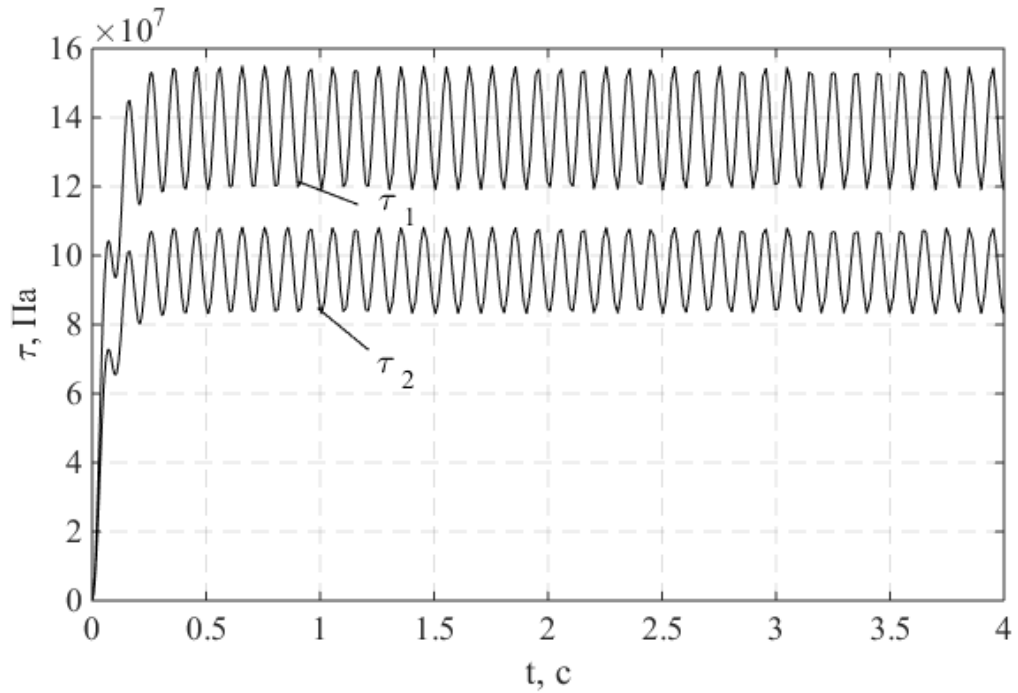


Рис. 3.9. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини $J_2=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

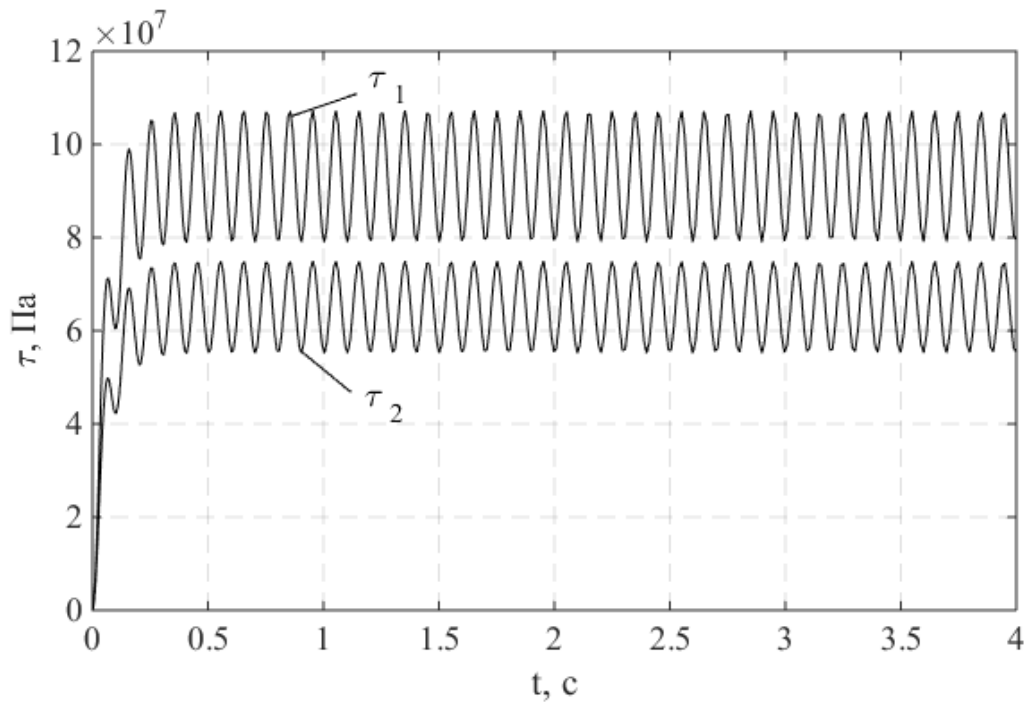


Рис. 3.10. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини $J_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Зменшення моменту інерції вторинної маси J_2 , за інших однакових параметрів системи, приводить до зменшення моменту у пружних ланках ДММ, який коливається в межах від 13,6 до 18,5 Н·м (рис. 3.7) і не істотно впливає на величину крутного моменту у ланках КП.

В аналогічній трансмісії автомобіля з одномасовим маховиком і традиційним диском зчеплення коливання крутного моменту у ланках КП (рис. 3.8) відбуваються за знакозмінним циклом, що негативно впливає на ланки КП.

Напруження у малій та великій пружині (рис. 3.9) не перевищують допустимі для матеріалу пружин і складають 155 і 108 МПа. Зменшення моменту інерції вторинної маси J_2 , за інших однакових параметрів системи, приводить до зменшення напружень у малій та великій пружинах, які складають 107 і 75 МПа відповідно (рис. 3.10).

Розрахунки проведені за наступних параметрів динамічної моделі: $T_{\omega\omega}=80$ Н·м; $T_o=60$ Н·м; $\omega=160$ с⁻¹; $\alpha=0$; $J_1=1,2$ кг·м²; $J_3=0,1$ кг·м²; $\beta_1=25$ Н·с·м; $\beta_2=0,12$ Н·с·м; $c_1=330$ Н·м/рад; $c_2=2475$ Н·м/рад.

Як видно з рис. 3.11 – рис. 3.16 збільшення кількості обертів колінчастого вала до 160 с⁻¹ за інших однакових параметрів системи, приводить до зменшення амплітуди крутного моменту T_2 , який сприймається пружними ланками ДММ і коливається в межах від 22,9 до 24,1 Н·м, але, до збільшення циклічного навантаження пружних елементів, порівняно з моментом при обертах 63 с⁻¹. В ланках КП на початковому етапі момент збільшується до 15,5 Н·м, а на 0,4 с стабілізується і коливається в діапазоні від -4,2 до 13,6 Н·м (рис. 3.11), проте за знакозмінним циклом. Відносний кут повороту мас ДММ не перевищує 4,2 градуса (рис. 3.12). Зменшення моменту інерції вторинної маси J_2 , за інших однакових параметрів системи приводить до зменшення моменту у пружних ланках ДММ, який коливається в межах від 15,3 до 16,6 Н·м (рис. 3.13) і також не істотно впливає на величину крутного моменту у ланках КП.

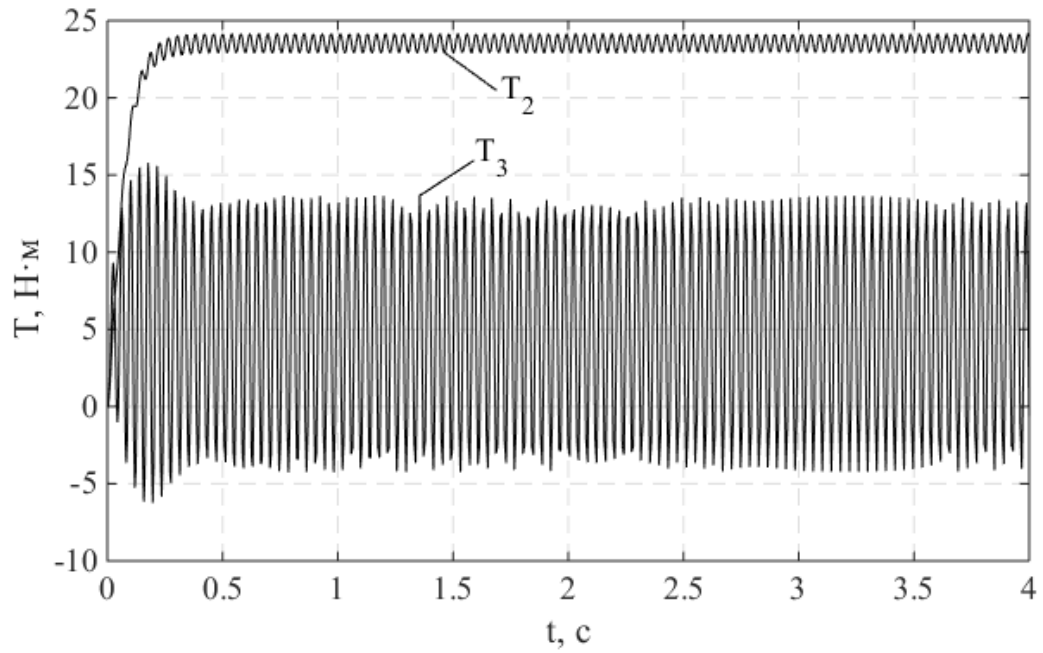


Рис. 3.11. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КП, $J_2=0,4$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

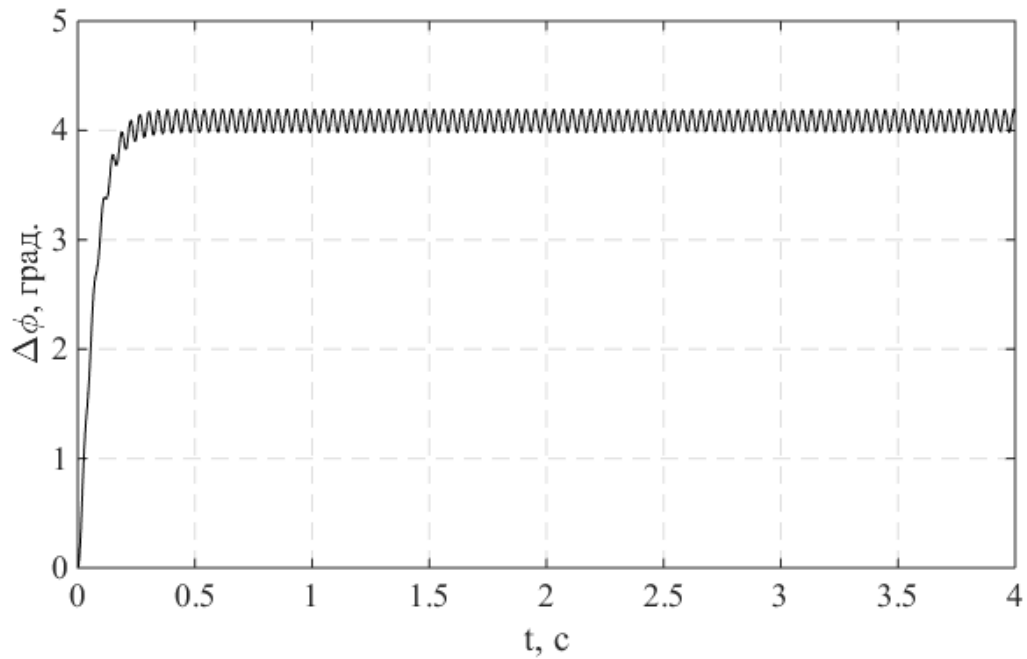


Рис. 3.12. Зміна відносного кута повороту мас ДММ від часу $J_2=0,4$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

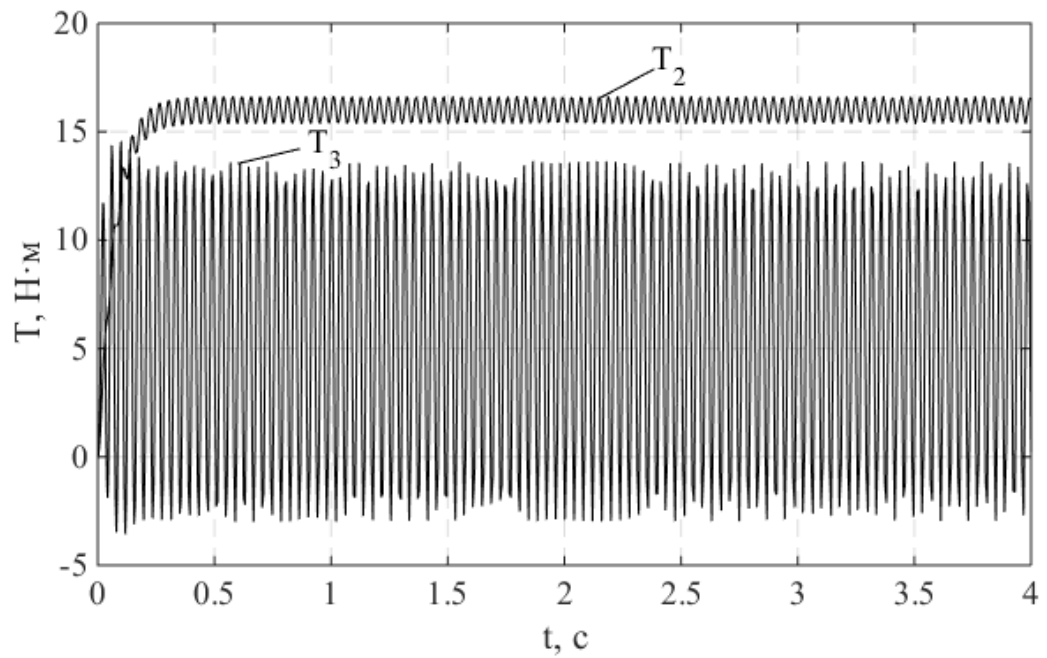


Рис. 3.13. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ДММ, T_3 – у ланках КП, $J_2=0,2$
 $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

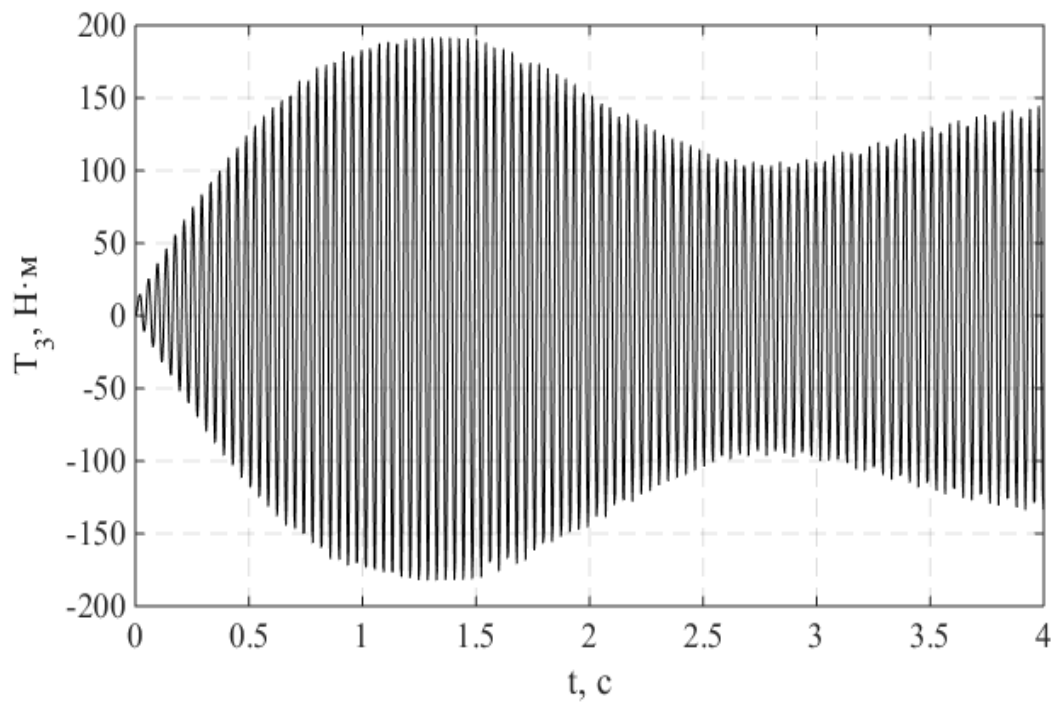


Рис. 3.14. Зміна крутного моменту T_3 у ланках КП від часу: $J_1=1,6$ $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

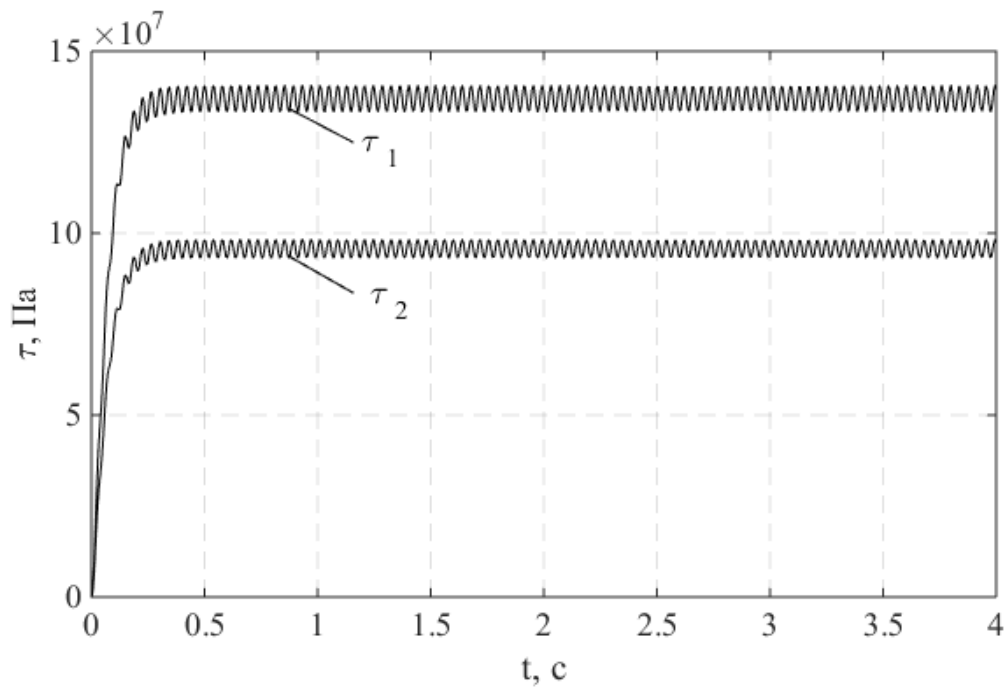


Рис. 3.15. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини $J_2=0,4$ кг·м²

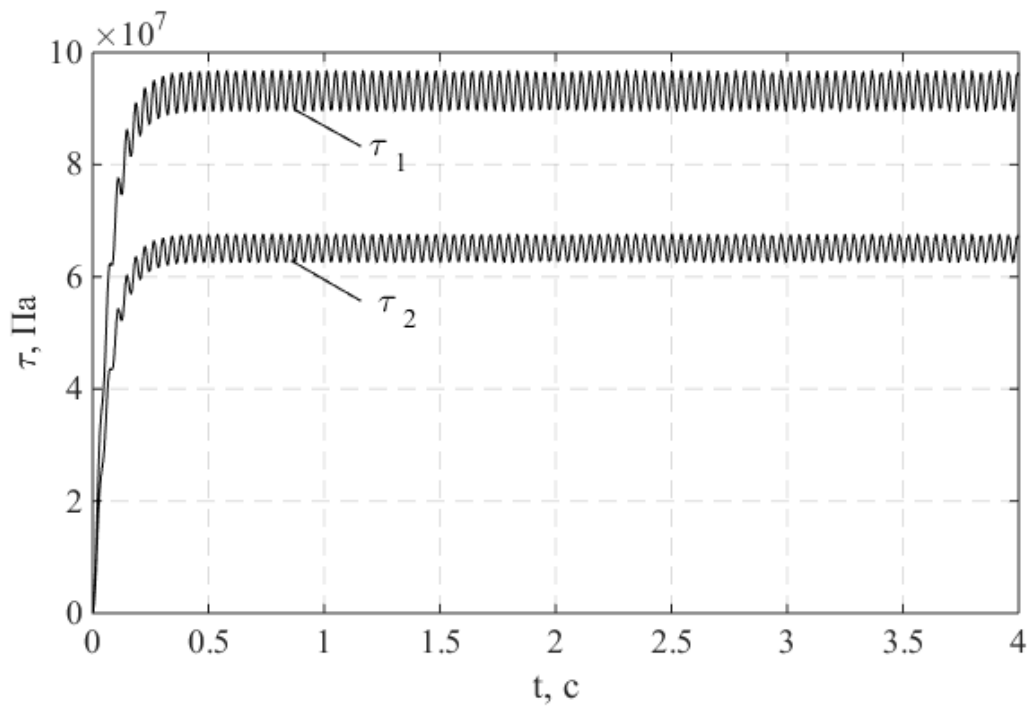


Рис. 3.16. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини $J_2=0,2$ кг·м²

В аналогічні трансмісії автомобіля з одномасовим маховиком і традиційним диском зчеплення коливання крутного моменту у ланках КП (рис. 3.14) відбуваються за знакозмінним циклом з постійним збільшенням і зменшенням коливань крутного моменту у ланках КП, що, в кінцевому результаті, може призвести до передчасного виходу з ладу КП автомобіля.

Напруження у малій та великій пружині (рис. 3.15) не перевищують допустимі для матеріалу пружин і складають 140 і 98 МПа. Зменшення моменту інерції вторинної маси J_2 , за інших однакових параметрів системи, також приводить до зменшення напружень у малій та великій пружинах, які складають 97 і 67,5 МПа відповідно (рис. 3.16).

Отже, зменшення моменту інерції вторинної маси J_2 ДММ приводить до зменшення навантаження в його пружних ланках та напружень у малій та великій пружинах і не істотно впливає на величину крутного моменту.

Збільшення кількості обертів при роботі ДВЗ на холостому ході до $\omega=160 \text{ с}^{-1}$, за інших однакових параметрах системи, приводить до збільшення амплітуд: моментів у всіх ланках, зміни відносного кута повороту мас ДММ та напружень у малій та великій пружинах. Застосування в трансмісії автомобіля ДММ зменшує динамічне навантаження на ланки КП при роботі ДВЗ на холостому ході.

3.2. Коливальні процеси у трансмісії з двомасовим маховиком при рушанні автомобіля з місця

Аналіз коливальних процесів у трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком при рушанні з місця проводився на розробленій динамічній моделі приводу передньопривідного автомобіля.

3.2.1. Динамічна, математична й симуляційна моделі приводу передньопривідного автомобіля з ДММ. Враховуючи структуру приводу

передньопривідного автомобіля, подамо його узагальнену динамічну модель у вигляді, зображеному на рис. 3.17 [82].

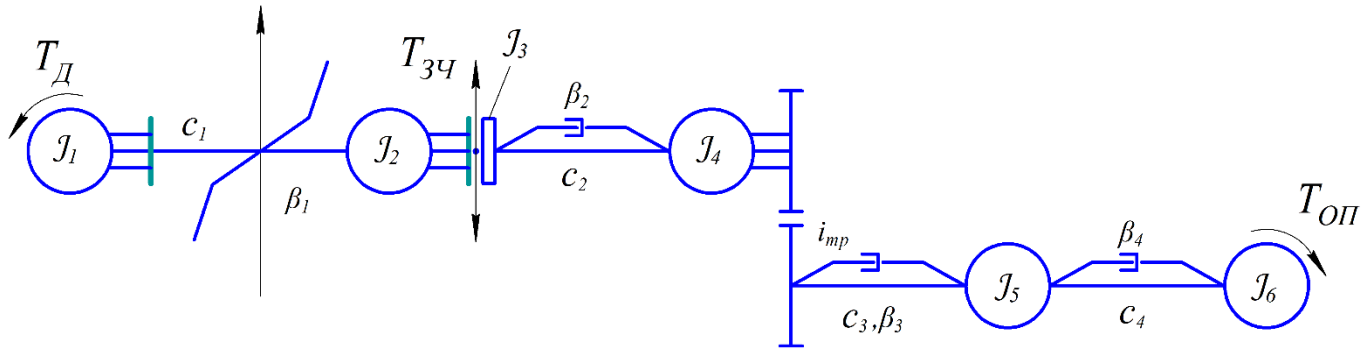


Рис. 3.17. Динамічна модель приводу передньопривідного автомобіля з ДММ при пробуксовуванні зчеплення

На рисунку 3.17 позначено: J_1 – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ: колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ; J_2 – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і приєднаних до неї мас зчеплення; J_3 – зведений момент інерції диска зчеплення і мас ланок первинного вала КП; J_4 – зведений момент інерції вторинного вала КП і ланок головної передачі; J_5 – зведений момент інерції маточин і ободів коліс; J_6 – зведений момент інерції маси автомобіля до колеса; c_1, c_2, c_3, c_4 – зведені жорсткості відповідно пружних елементів ДММ, ланок КП, півосей, шин; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ – коефіцієнти розсіювання енергії відповідно в ДММ, КП, трансмісії, колесах; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ і φ_6 – кути повороту відповідно мас $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$; T_D – обертовий момент ДВЗ; $T_{3ч}$ – момент тертя зчеплення; $T_{ОП}$ – момент опору рухові автомобіля, зведений до коліс.

Зведену жорсткість пружних елементів ДММ подамо у вигляді жорсткості еквівалентного вала, що працює на кручення, згідно з формулою (3.3).

Процес рушання автомобіля з місця передбачає дві стадії: перша – приєднання трансмісії до працюючого двигуна за допомогою зчеплення, яке пробуксовує, і друга – розгін автомобіля при замкненому зчепленні.

Для опису процесу рушання автомобіля з місця, на основі динамічної моделі приводу, поданої на рис. 3.17, використаємо рівняння Лагранжа 2-го роду [100]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = \overline{1, n}, \quad (3.6)$$

де T – кінетична енергія системи;

Π – потенціальна енергія системи;

q_i – узагальнена координата;

\dot{q}_i – похідна за часом від узагальненої координати;

Φ – дисипативна функція Релея;

Q_i – узагальнена сила.

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} J_1 (\dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} J_3 (\dot{\varphi}_3)^2 + \frac{1}{2} J_4 (\dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2} J_5 (\dot{\varphi}_5)^2 + \frac{1}{2} J_6 (\dot{\varphi}_6)^2, \quad (3.7)$$

де J_i – зведений момент інерції відповідної ланки приводу.

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\varphi_3 - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} c_3 \left(\frac{\varphi_4}{i_{mp}} - \varphi_5 \right)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\varphi_5 - \varphi_6)^2, \quad (3.8)$$

де c_i – зведена жорсткість відповідної ланки приводу.

Дисипативна функція системи:

$$\Phi = \frac{1}{2}\beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2}\beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2}\beta_3\left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp}} - \dot{\varphi}_5\right)^2 + \frac{1}{2}\beta_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6)^2, \quad (3.9)$$

де β_i – зведений коефіцієнт розсіювання енергії у відповідній ланці приводу.

Після диференціювання (3.7) – (3.9), підстановки відповідних параметрів у рівняння (3.6) і відповідних перетворень, отримаємо таку систему диференціальних рівнянь руху мас динамічної моделі приводу автомобіля з ДММ (рис. 3.17) при рушанні з місця на першій стадії:

$$\begin{cases} J_1\ddot{\varphi}_1 = T_D - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2\ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - T_{3ч}; \\ J_3\ddot{\varphi}_3 = T_{3ч} - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \\ J_4\ddot{\varphi}_4 = c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_3\left(\varphi_4\frac{1}{i_{mp}} - \varphi_5\right) - \beta_3\left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp}} - \dot{\varphi}_5\right); \\ J_5\ddot{\varphi}_5 = c_3\left(\varphi_4\frac{1}{i_{mp}} - \varphi_5\right) + \beta_3\left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp}} - \dot{\varphi}_5\right) - c_4(\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6); \\ J_6\ddot{\varphi}_6 = c_4(\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - T_{оп}. \end{cases} \quad (3.10)$$

Обертний момент ДВЗ на усталеному режимі роботи подамо у вигляді періодичної функції, див. формулу (3.4).

Момент тертя фрикційного зчеплення в момент пробуксовування [26]:

$$T_{3ч} = f \cdot P_s \cdot R_T \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), \quad (3.11)$$

де f – коефіцієнт тертя зчеплення;

P_z – сила притискання поверхонь тертя зчеплення натискним пристроєм;

R_T – радіус тертя.

Момент, який передає зчеплення у замкнутому стані, $T_{зч\ max} = \beta \cdot T_{\delta\ max}$, де β – коефіцієнт запасу зчеплення.

Момент опору рухові автомобіля, зведений до коліс, у загальному вигляді подамо залежністю [26]:

$$T_{оп} = G_a \cdot r \left[\left(f_0 + k_f (\dot{\varphi}_6 \cdot r)^2 \right) \cos \gamma + \sin \gamma \right], \quad (3.12)$$

де G_a – вага автомобіля;

r – динамічний радіус колеса;

f_0 – коефіцієнт опору кочення за малої швидкості руху;

k_f – коефіцієнт, що враховує зростання опору коченню зі збільшенням швидкості руху автомобіля;

γ – кут нахилу дороги;

$\dot{\varphi}$ – кутова швидкість коліс автомобіля.

На другій стадії рушання автомобіля з місця, коли момент тертя у зчепленні досягає максимального значення $T_{з\ max}$, структура приводу змінюється (рис. 3.18).

Напруження у витках пружин ДММ у процесі динамічного навантаження під час розгону автомобіля визначатимемо за формулою (3.5).

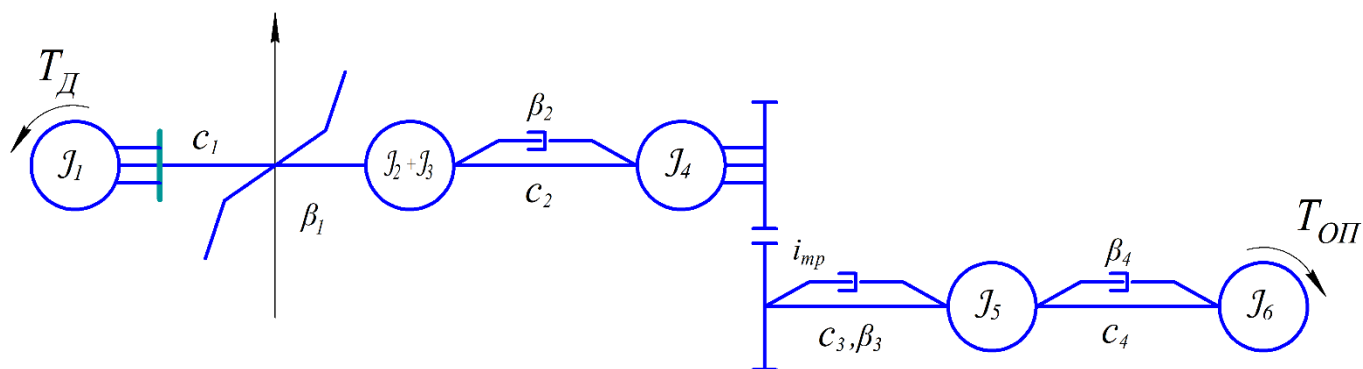


Рис. 3.18. Динамічна модель приводу передньопривідного автомобіля з ДММ після замикання зчеплення

Диференціальні рівняння, які описують розгін автомобіля після замикання зчеплення, матимуть вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_D - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ (J_2 + J_3) \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_3 \left(\varphi_4 \frac{1}{i_{mp}} - \varphi_5 \right) - \beta_3 \left(\dot{\varphi}_4 \frac{1}{i_{mp}} - \dot{\varphi}_5 \right); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = c_3 \left(\varphi_4 \frac{1}{i_{mp}} - \varphi_5 \right) + \beta_3 \left(\dot{\varphi}_4 \frac{1}{i_{mp}} - \dot{\varphi}_5 \right) - c_4(\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6); \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 = c_4(\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_4(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - T_{ОП}. \end{cases} \quad (3.13)$$

Наведені вище залежності (3.4), (3.10) – (3.13) є математичною моделлю приводу автомобіля з ДММ у процесі рушання з місця, реалізація якої дає можливість дослідити вплив режимів розгону автомобіля на навантаженість пружних елементів ДММ і валів приводу.

Для розрахунку динамічних навантажень на пружні ланки ДММ і вали приводу при рушанні автомобіля з місця у середовищі Simulink була розроблена відповідна симуляційна модель (рис. 3.19) [86].

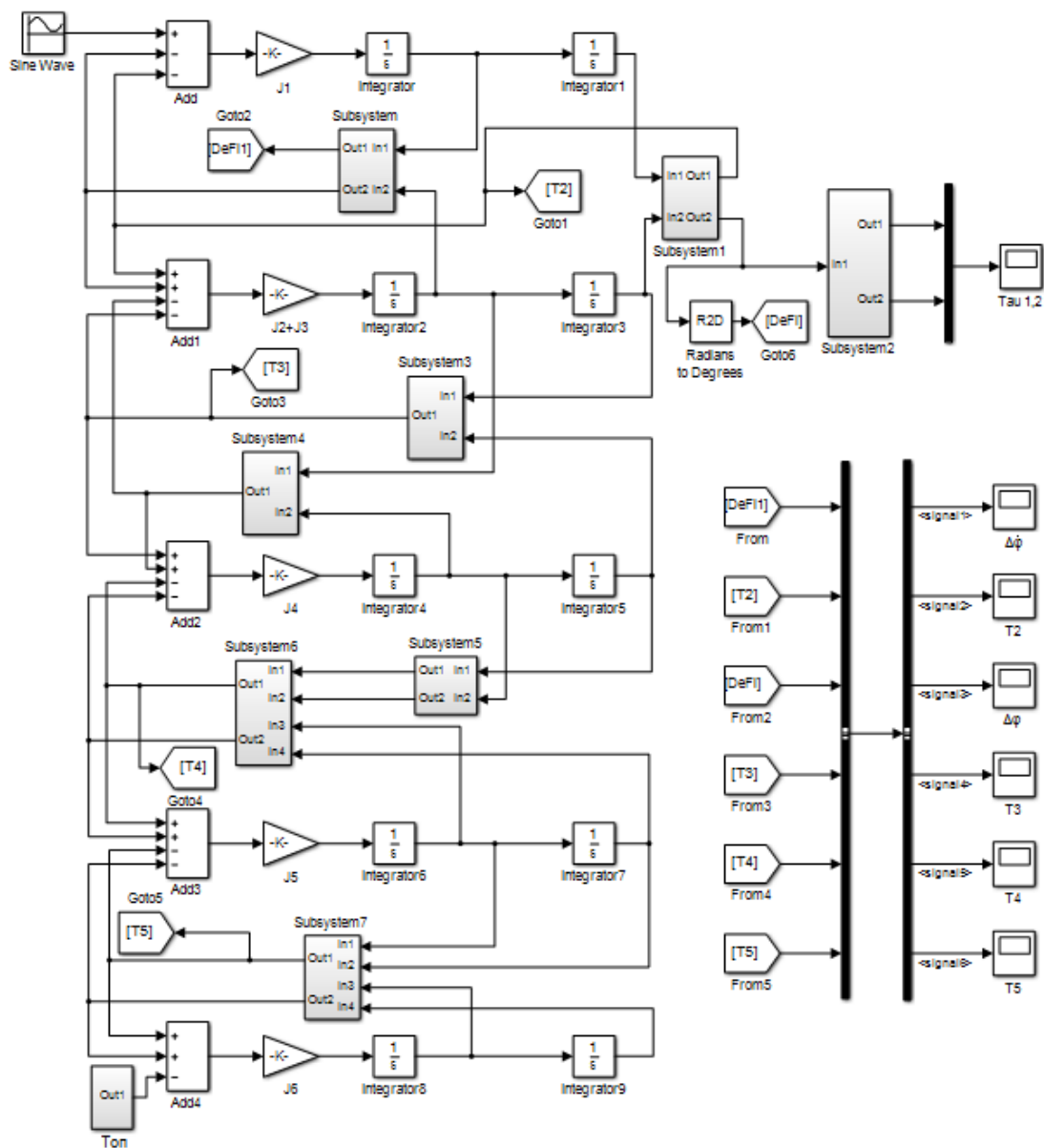


Рис. 3.19. Симуляційна модель у середовищі Simulink для розрахунку динамічних навантажень у ланках приводу автомобіля

З використанням розробленої симуляційної моделі досліджувалися процеси екстреного рушання автомобіля з місця на сухій асфальтній дорозі за різкого

вмикання зчеплення на першій передачі і різних конструктивних параметрах ДММ, а також з традиційним одномасним маховиком і аналогічних решта параметрах моделі. З метою оцінювання міцності пружних елементів ДММ розраховувалась зміна напружень у витках пружин ДММ.

Параметри закладені в симуляційну модель аналогічні параметрам, наведеним у розділі 3.1.3, окрім наступних: зведений момент інерції вторинної маси ДММ і приєднаних до неї мас зчеплення $J_2=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції рухомих ланок КП $J_3=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, зведений момент інерції вторинного вала КП і ланок головної передачі $J_4=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції маточин і ободів коліс $J_5=0,18 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції маси автомобіля до колеса $J_6=173,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Сумарні крутильні жорсткості: ланок КП $c_2=120000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; півосей $c_3=84000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; коліс з шинами $c_4=27000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

Коефіцієнти розсіювання енергії: ланок ДММ $\beta_1=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; ланок КП $\beta_2=0,02 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; півосей $\beta_3=0,01 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; шин $\beta_4=800 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$. Стала складова обертового моменту ДВЗ $T_{o0}=120 \text{ Н}\cdot\text{м}$; змінна складова обертового моменту ДВЗ $T_o=60 \text{ Н}\cdot\text{м}$; кругова частота коливань змінної складової обертового моменту ДВЗ $\omega=100 \text{ с}^{-1}$. Кут нахилу дороги $\gamma=0^\circ$. Передаточне число трансмісії $i_{mp}=14,89$.

3.2.2. Симуляція коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ під час рушання з місця та їх аналіз. Використовуючи математичну модель наведену в 3.2.1, розроблена симуляційна модель та досліджені коливні процеси у приводі автомобіля категорії М1 класу Volkswagen Caddy, технічна характеристика якого наведена в табл. 3.1.

Результати симулювання коливальних процесів у трансмісії автомобіля під час рушання з місця зображені на (рис. 3.20 – рис. 3.27). Симулювання проводилося для двох видів приводу автомобіля: з ДММ і з одномасним маховиком. Решта параметрів приводу вважалися однаковими.

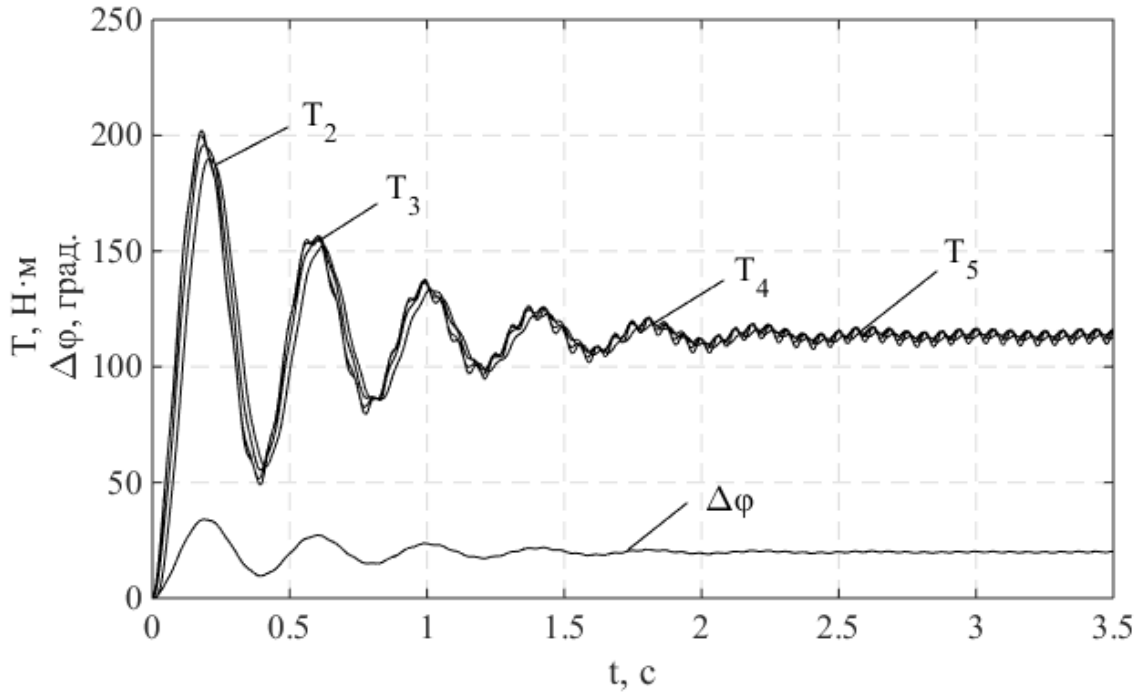


Рис. 3.20 – Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\phi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=4$ $\text{H}\cdot\text{c}\cdot\text{m}$

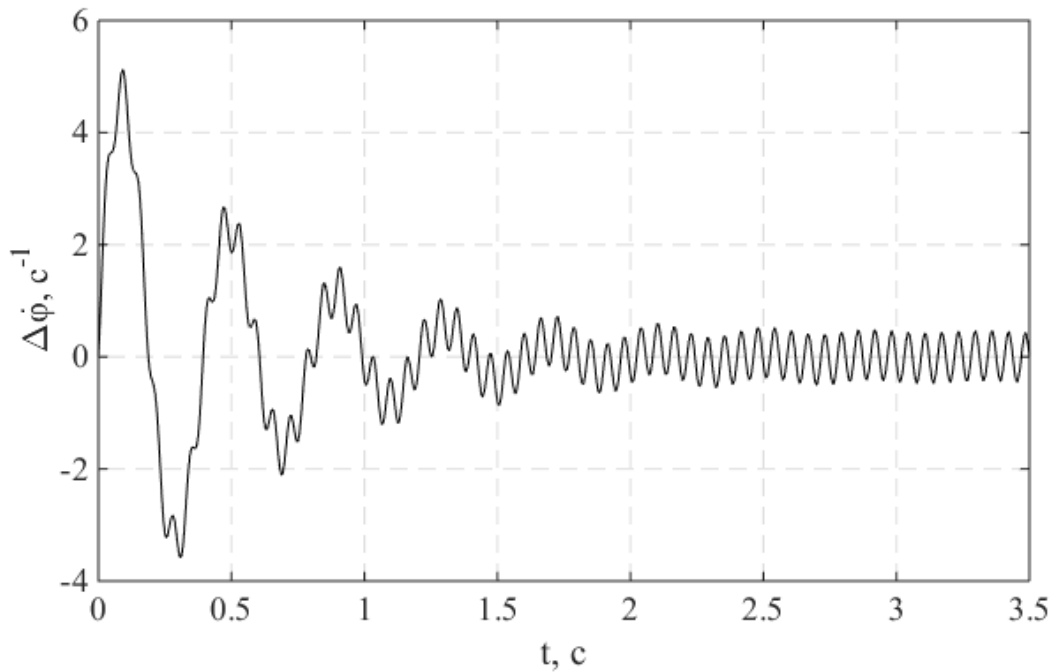


Рис. 3.21. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=4$ $\text{H}\cdot\text{c}\cdot\text{m}$

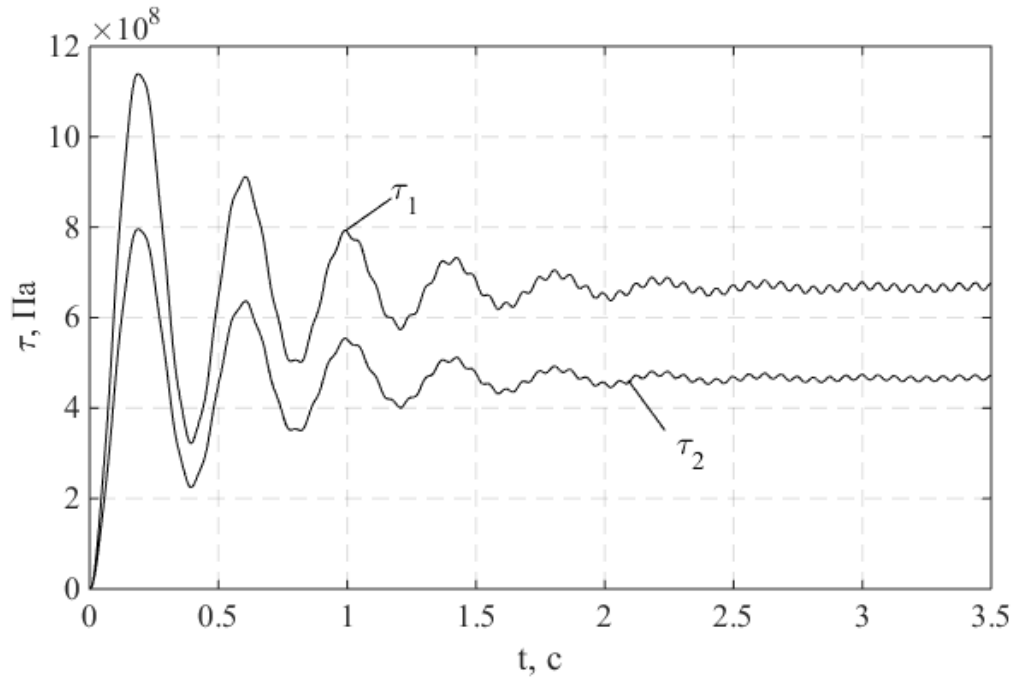


Рис. 3.22. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

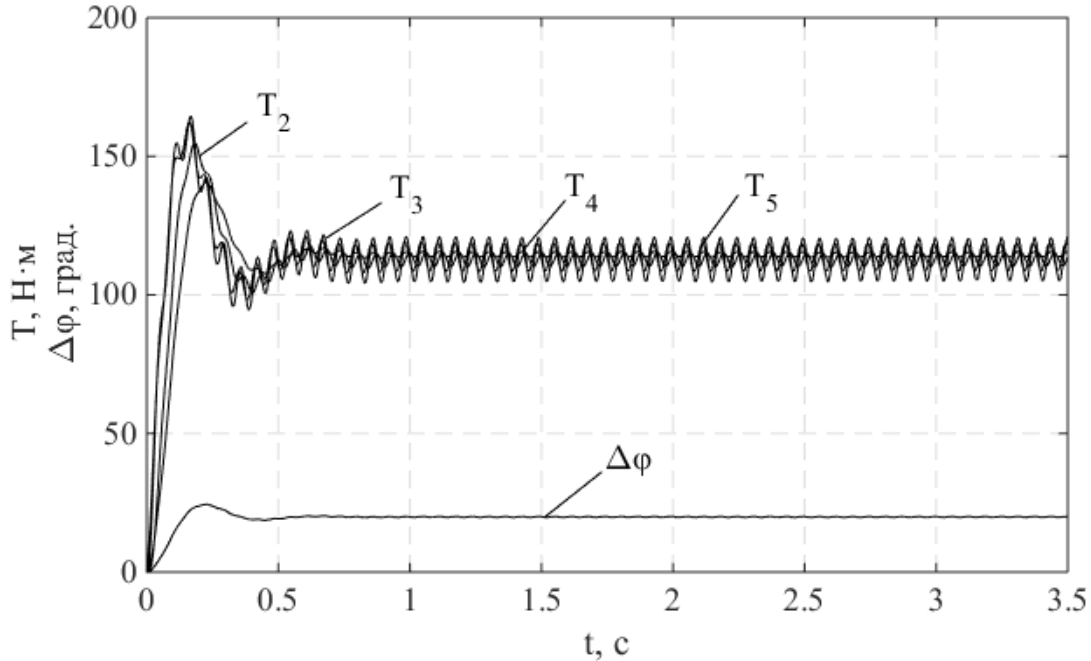


Рис. 3.23. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

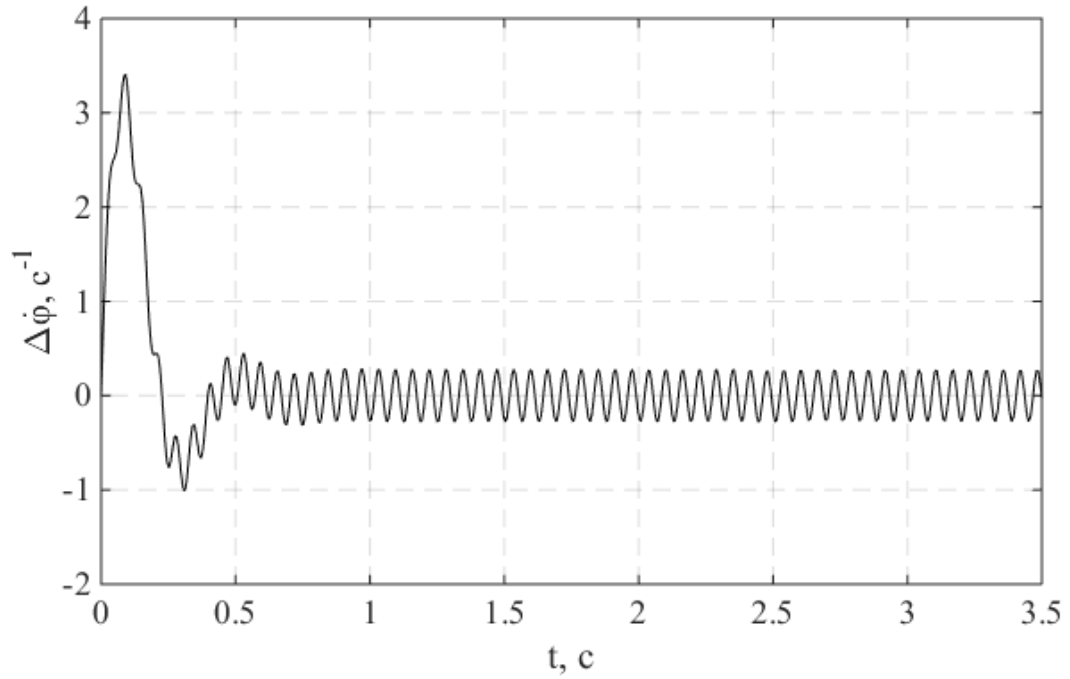


Рис. 3.24. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

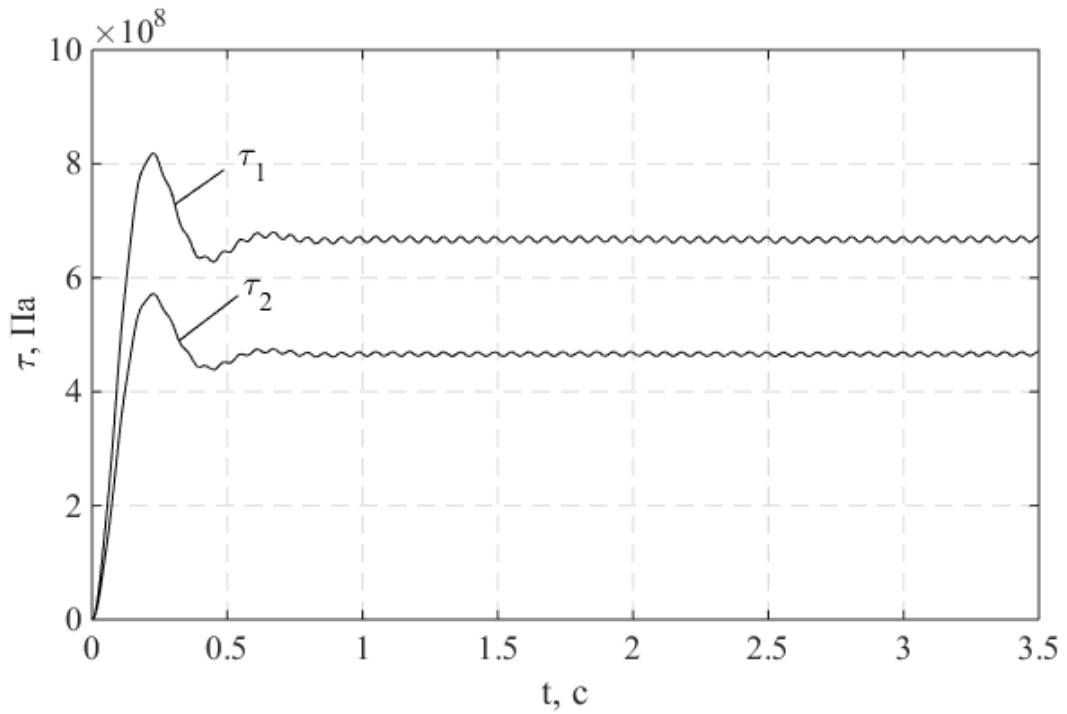


Рис. 3.25. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

З (рис. 3.20 – рис. 3.25) бачимо, що у приводі автомобіля з ДММ за раптового вмикання зчеплення крутний момент в усіх ланках трансмісії на початковому етапі розгону різко зростає і має коливний характер. Так, при коефіцієнті розсіювання енергії в ДММ $\beta_I=4$ Н·с·м крутні моменти у ланках ДММ, КП, півосях і колесах сягають 200 Н·м, а відносний кут закручування первинної і вторинної мас ДММ – 34 град. Після 2,5 с величина крутних моментів у ланках приводу стабілізується на рівні 115 Н·м, а відносний кут закручування мас ДММ – на рівні 20 град. Подальші коливання розглянутих параметрів є незначними. Однак, як видно з рис. 3.21, відносна швидкість коливань мас ДММ має знакозмінний характер, що призводить до циклічного навантаження пружин ДММ і їхньої втоми з часом експлуатації автомобіля. Напруження у малій пружині ДММ на початковому етапі перевищують допустимі для матеріалу пружини, у витках великої пружини виникають порівняно менші напруження (рис. 3.22). Через 1,5 с напруження у витках обох пружин зменшуються і надалі циклічно змінюються з невеликою амплітудою.

Зі збільшенням коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ до $\beta_I=20$ Н·с·м характер протікання коливальних процесів у ланках ДММ і трансмісії не змінюється. Приводить така зміна до зменшення крутних моментів у ланках приводу в початковий момент часу (рис. 3.23), швидкого затухання коливань вже після 0,5 с. Відносний кут повороту мас ДММ при цьому залишається на рівні 20 град, а напруження у витках пружин не перевищують допустимих значень (рис. 3.25). Однак, амплітуда зміни крутного моменту у ланках ДММ і приводу при виході на усталений режим при $\beta_I=20$ Н·с·м зростає (див. рис. 3.23) порівняно з $\beta_I=4$ Н·с·м (див. рис. 3.20). Тому, необґрунтоване збільшення демпфувальної здатності ДММ призводить до збільшення циклічного навантаження на пружини ДММ, що зменшує його ресурс.

Порівняння отриманих результатів симулювання дає можливість зробити такі два висновки:

1. Збільшення в'язкості мастила між первинною і вторинною масами ДММ підвищує його ефективність щодо зменшення навантажень на ланки трансмісії;

2. Витікання мастила або зменшення його в'язкості, внаслідок теплових навантажень у процесі пробуксовування зчеплення, призводить до погіршення демпфувальної здатності ДММ і, відповідно, збільшення навантаження на ланки приводу.

Не дивлячись на відносно менші амплітудні значення крутних моментів у ланках приводу і напружень у витках пружин ДММ, після рушення автомобіля з місця навантаження на пружини ДММ, хоч і зменшується за величиною, циклічно змінюються, з частотою, яка залежить від швидкості обертання колінчастого вала двигуна. Це призводить до втоми матеріалу пружин з часом і їх руйнування після певного пробігу автомобіля.

Отже, чим інтенсивніше відбувається рушення автомобіля з місця і маневрування автомобілем при обгоні тощо, тим швидше руйнуватимуться пружні ланки ДММ і він виходитиме з ладу.

Аналогічне симулювання розгону автомобіля з місця здійснювалося для приводу, оснащеного одномасним маховиком. Результати симулювання подані на (рис. 3.26 – рис. 3.27).

З наведених графіків видно, що величини крутного моменту у ланках приводу з одномасним маховиком і незмінних решта параметрах, на початку розгону різко зростає (рис. 2.26), залишаючись сумірною з аналогічними значеннями в приводі з ДММ, однак вже через 0,25 с коливні процеси у ланках приводу стабілізуються, а крутні моменти циклічно змінюються з достатньо великою амплітудою. Це призводить до постійного навантаження ланок трансмісії пульсуючим крутним моментом і втоми окремих її елементів.

Співставлення результатів симулювання рушення з місця автомобіля, приводи якого оснащені ДММ і одномасним маховиком, підтверджують ефективність

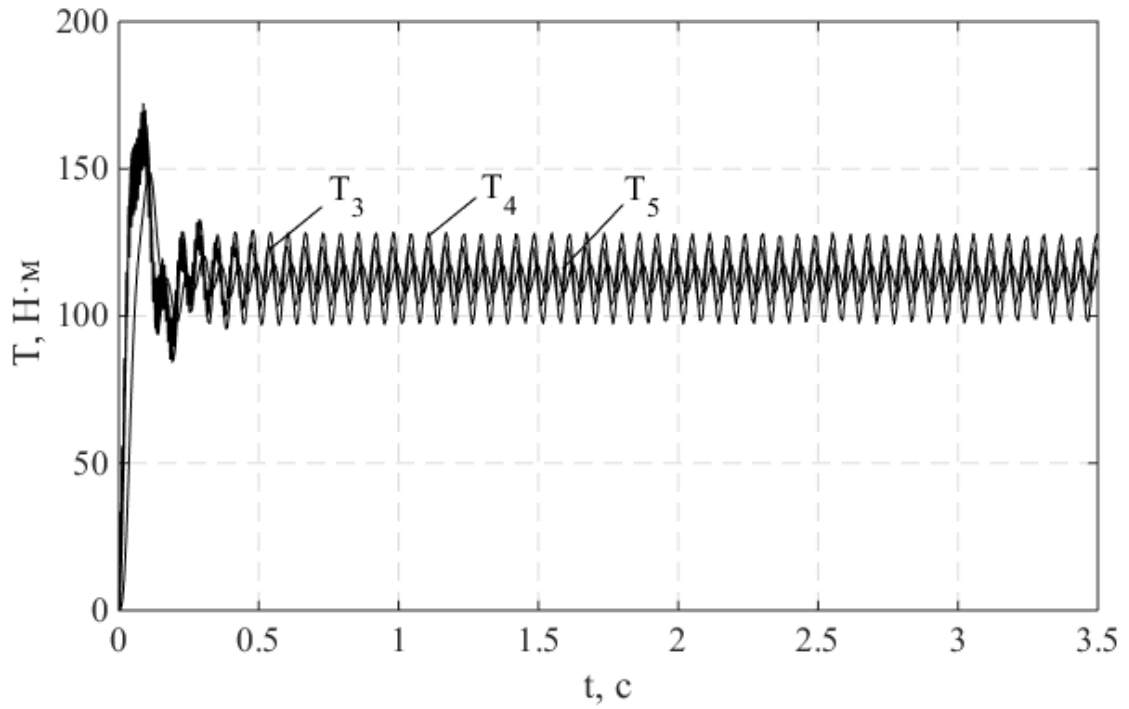


Рис. 3.26. Зміна крутного моменту від часу для приводу з одномасним маховиком: T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах

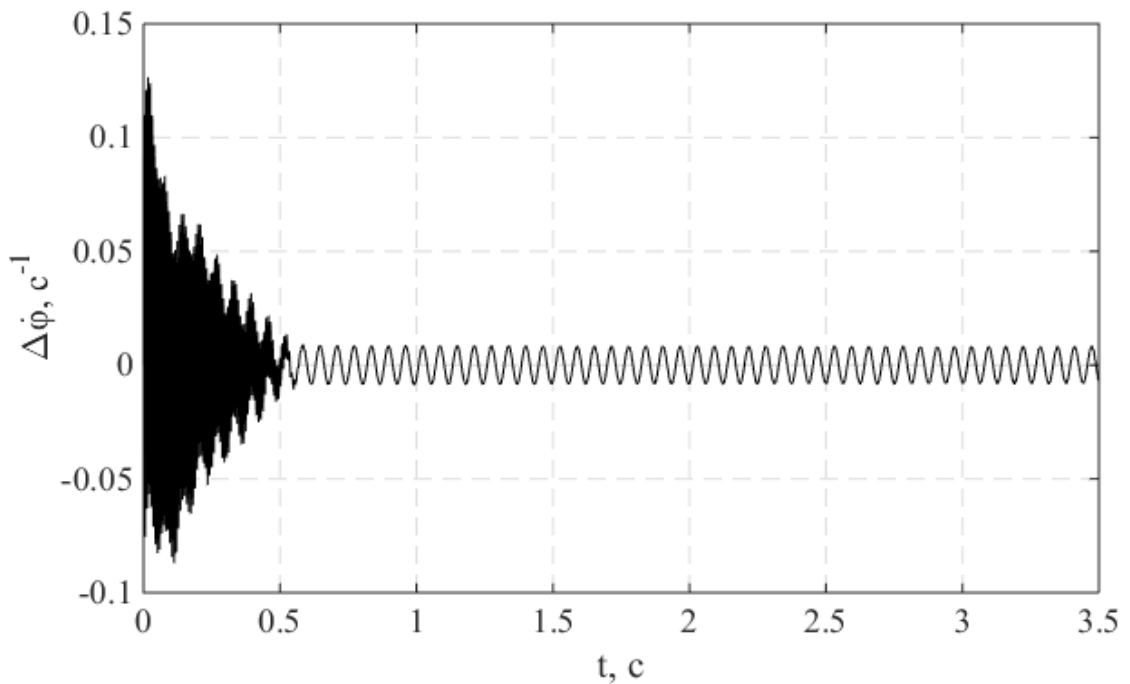


Рис. 3.27. Зміна відносної швидкості мас (J_2+J_3) і J_4 у моделі приводу автомобіля з одномасним маховиком

застосування ДММ для підвищення ресурсу ланок трансмісії на неусталених режимах руху автомобіля.

Однак, будучи адсорбером коливань у трансмісії автомобіля, ДММ піддається інтенсивному навантаженню, що зменшує його ресурс. Тому актуальним є розроблення конструктивних рішень, спрямованих на підвищення ресурсу ДММ, зменшивши його чутливість до стилю керування автомобілем.

3.3. Симулювання коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ обладнаного пружинами різної жорсткості

Широке поширення на автомобілях отримали ДММ з пружинами різного ступеня жорсткості (м'які та жорсткі). М'які пружини задіюються при запуску ДВЗ та роботі на низьких обертах, на інших режимах роботи ДВЗ задіюються як м'які, так і жорсткі пружини. Для моделювання такого типу ДММ, симуляційна модель реалізована в MatLab Simulink (рис. 3.19) була доповнена логічним елементом Stateflow (рис. 3.28).

3.3.1. Результати симулювання коливальних процесів та їх аналіз. У відповідності до розробленого алгоритму на основі логічного елементу Stateflow (див. рис. 3.28) та характеристики пружних елементів ДММ (див. рис. 3.2) і аналогічних решта параметрам симуляційної моделі (див. розділ 3.2.1), значення кута повороту мас ДММ $\Delta\varphi$ порівнюється за трьома умовами:

- 1) якщо $\Delta\varphi \leq 0,1$ рад – вільний хід;
- 2) якщо $0,25 \leq \Delta\varphi < 0,1$ рад – деформація м'яких пружин;
- 3) якщо $\Delta\varphi > 0,25$ рад – деформація м'якої та жорсткої пружин;

де c_0 – еквівалентна крутильна жорсткість пружних елементів ДММ, що відповідає м'яким пружинам, $c_0 = 180$ Н·м/рад;

c_1 – еквівалентна крутильна жорсткість пружних елементів ДММ, що відповідає жорстким пружинам, $c_1=330 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$.

Результати симулювання коливальних процесів у трансмісії автомобіля під час рушання з місця з ДММ обладнаним пружинами різного ступеня жорсткості зображені на (рис. 3.29 – рис. 3.34).

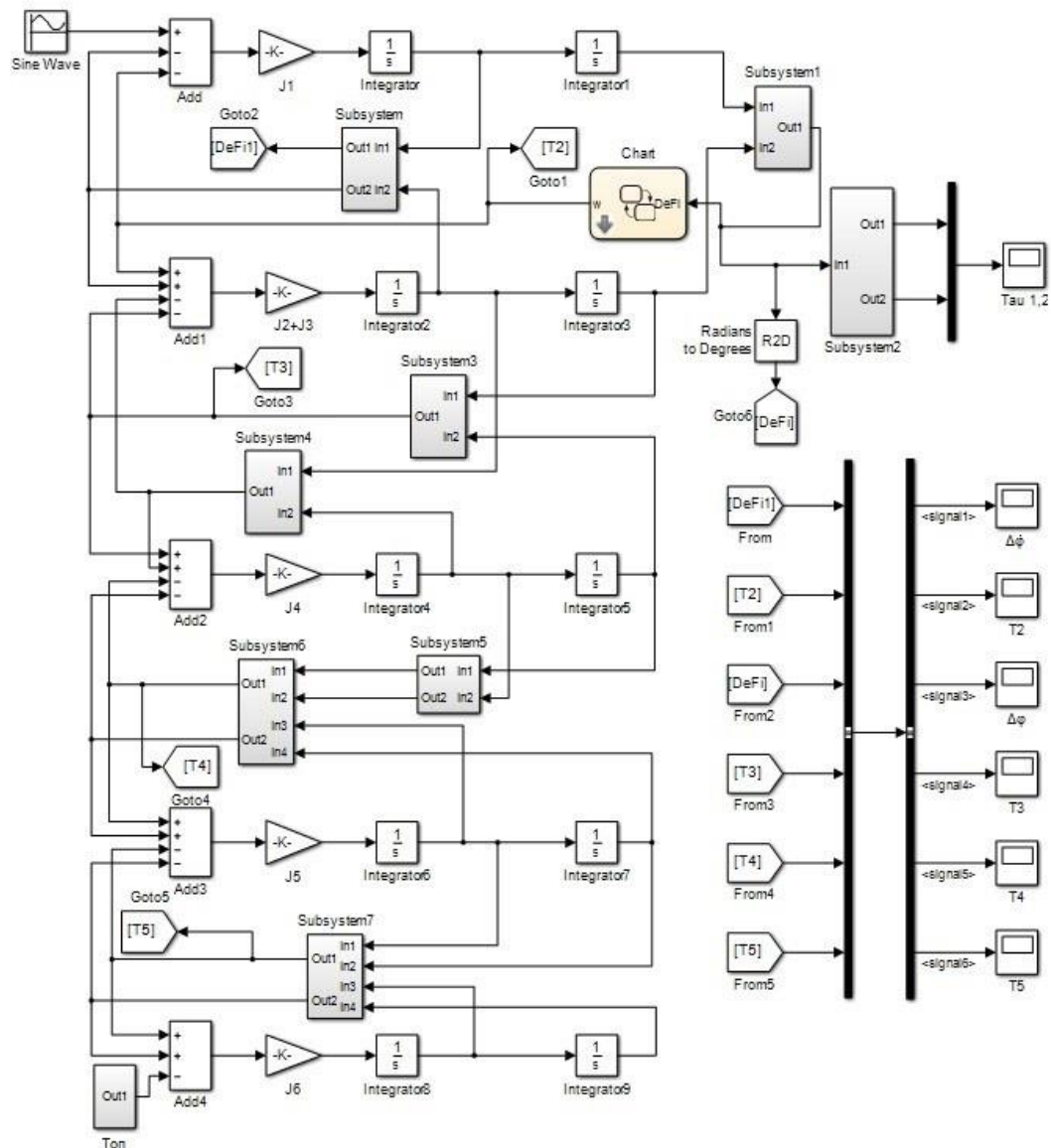


Рис. 3.28. Симуляційна модель у середовищі MatLab Simulink для розрахунку динамічних навантажень у ланках приводу автомобіля з логічним елементом Stateflow

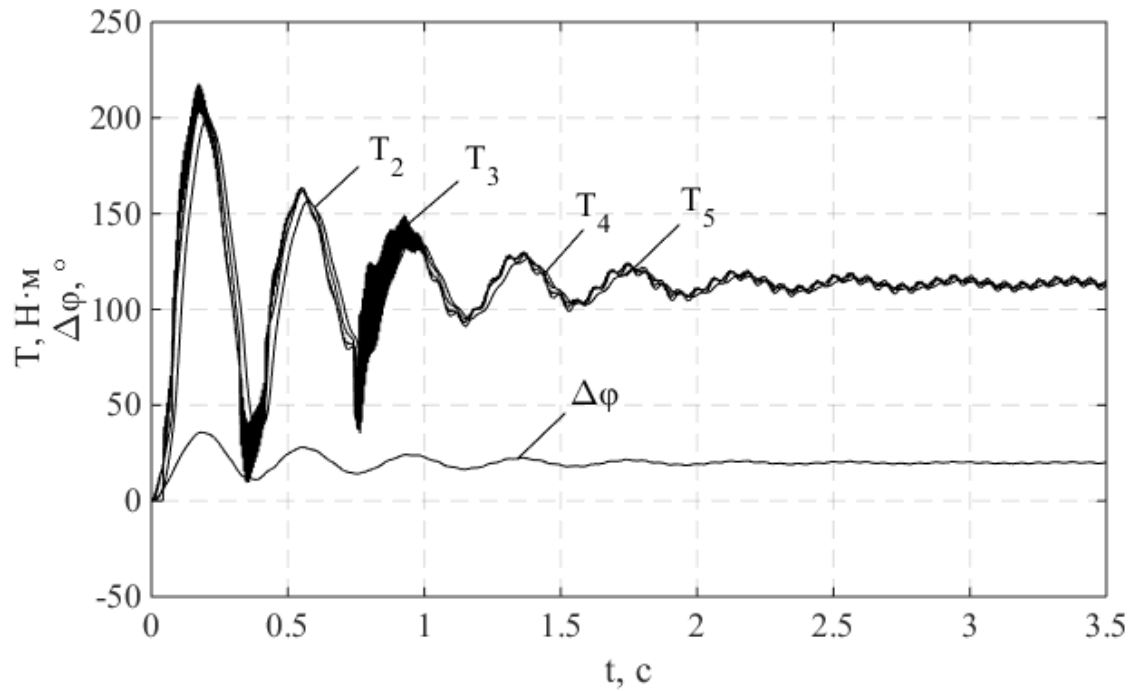


Рис. 3.29. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

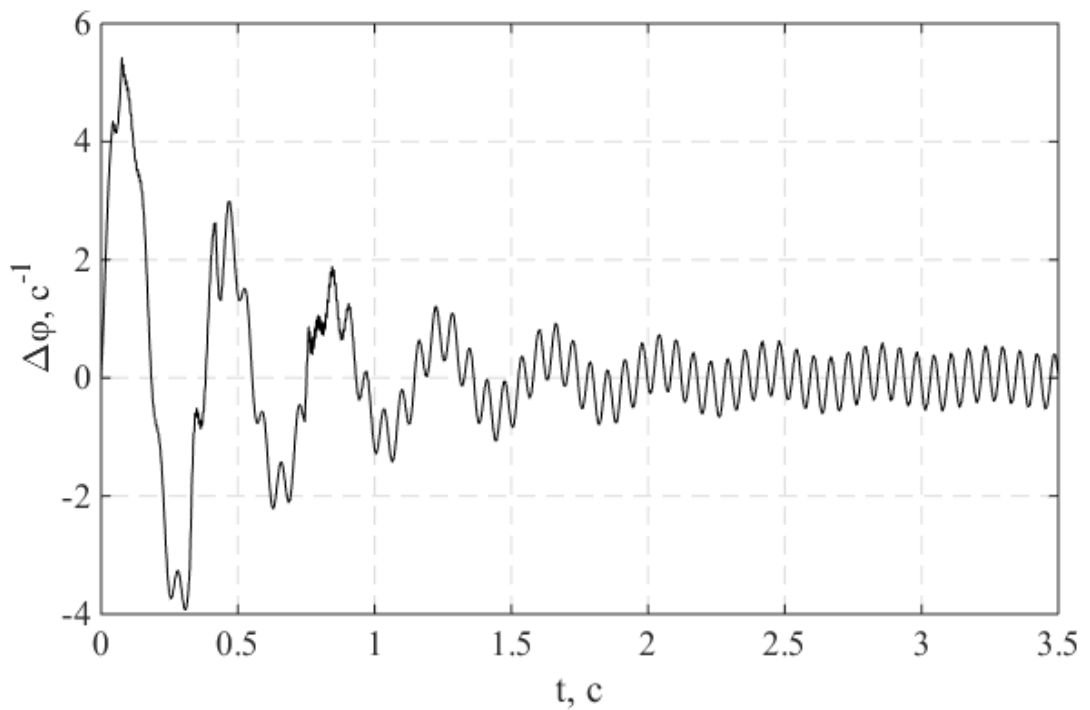


Рис. 3.30. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

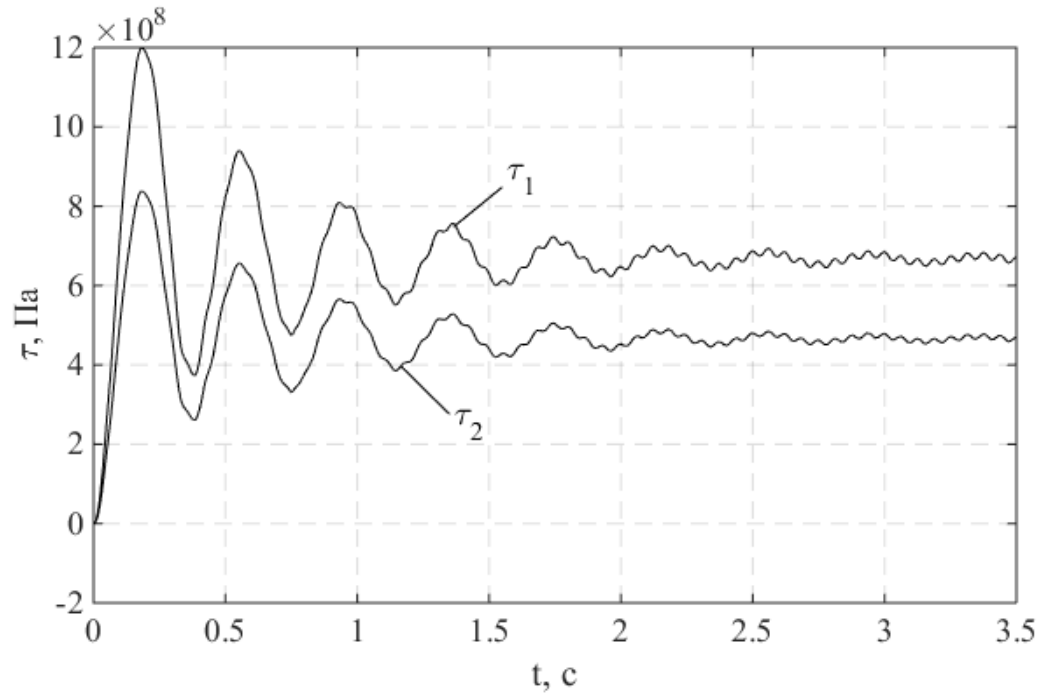


Рис. 3.31. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

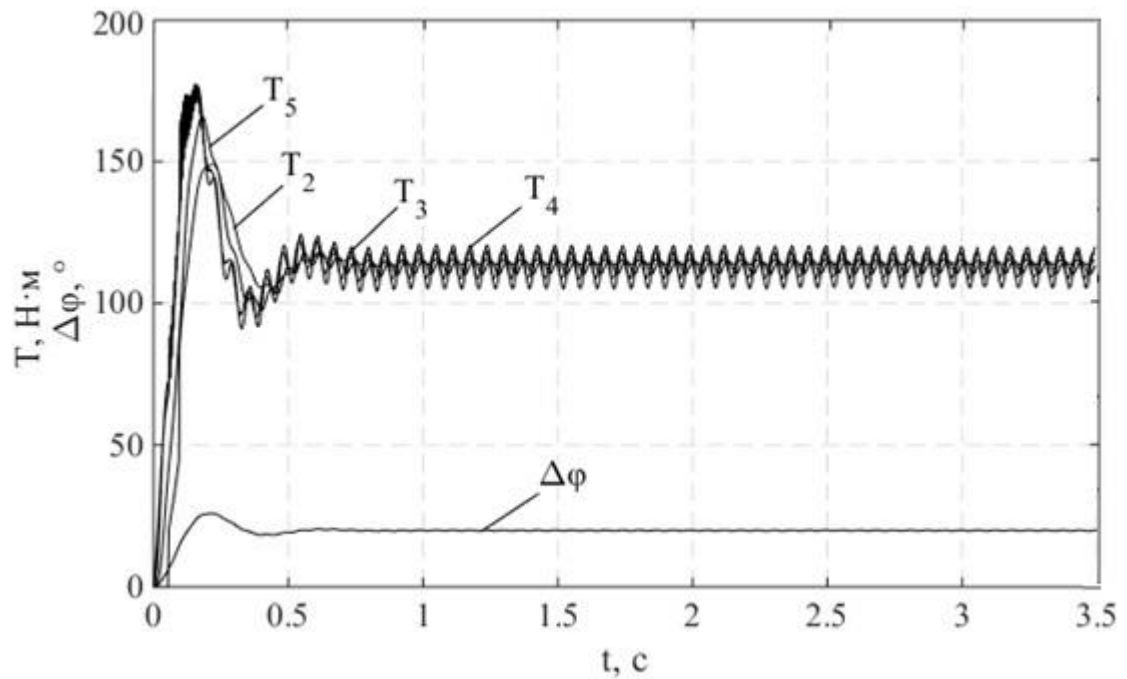


Рис. 3.32. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

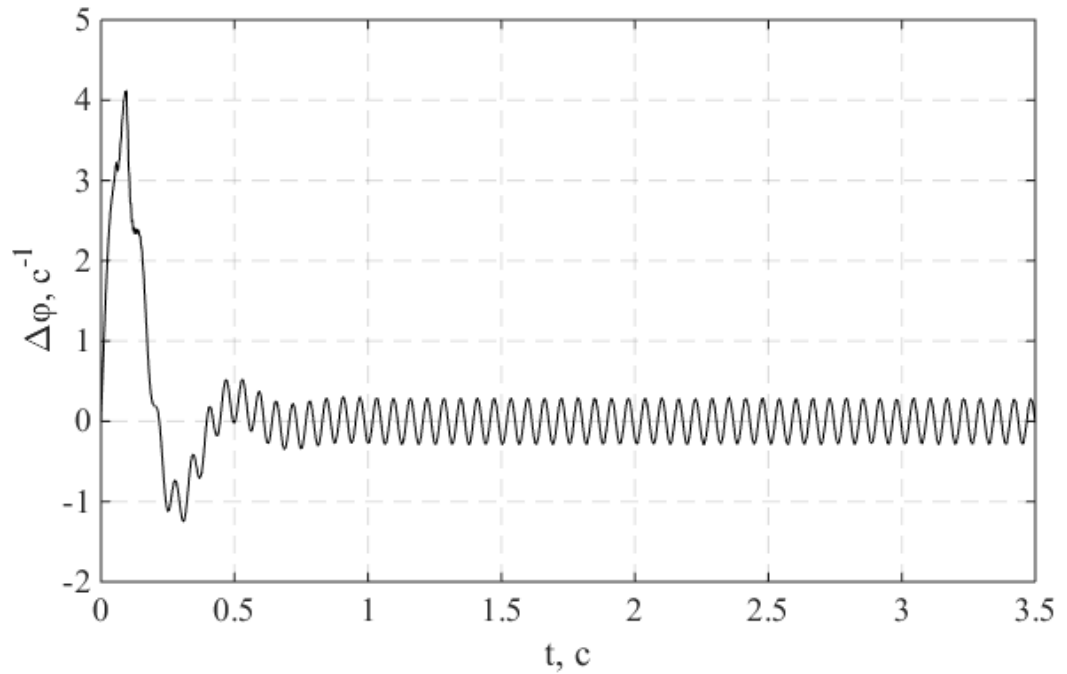


Рис. 3.33. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

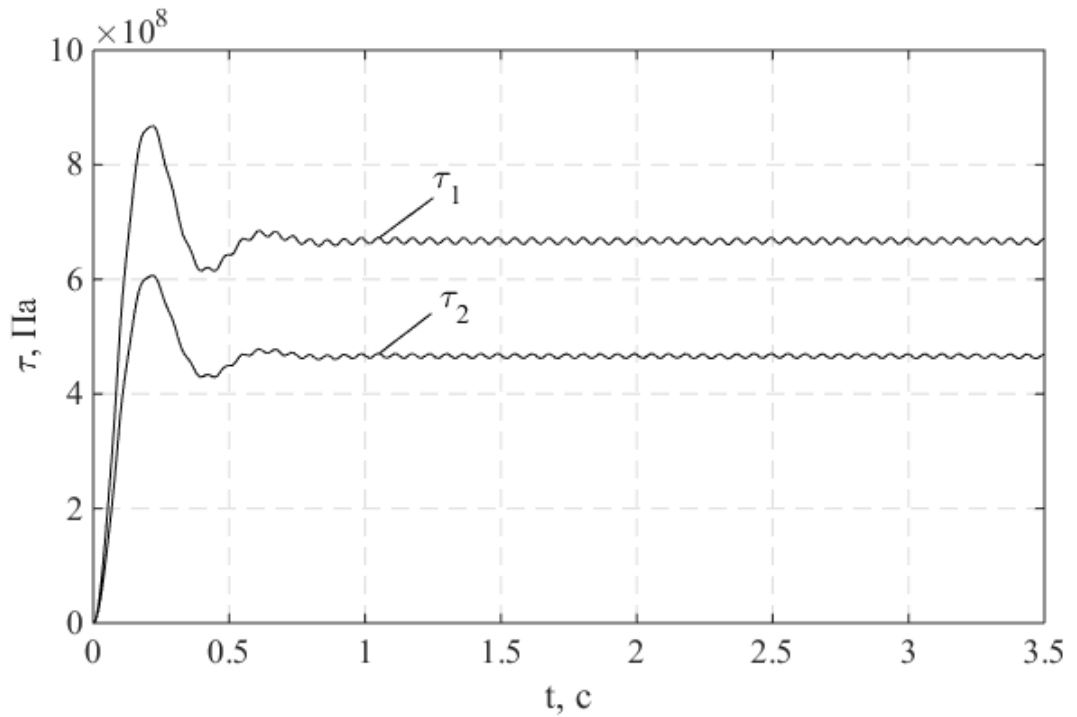


Рис. 3.34. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

Як видно з рис. 3.29 – рис. 3.34 при коефіцієнті розсіювання енергії в ДММ $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$ та трьом умовам обмеження кута повороту мас ДММ $\Delta\varphi$: 1) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi\leq 0,1$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=0$, що відповідає вільному ходу ДММ; 2) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi>0,1$ рад, але $\Delta\varphi\leq 0,25$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=\Delta\varphi\cdot c_1$, що відповідає роботі м'яких пружин; 3) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi>0,25$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=\Delta\varphi\cdot c_2$, що відповідає роботі м'яких і жорстких пружин разом, на початковому етапі симуляційного моделювання крутні моменти у ланках ДММ та півосях (рис. 3.29) різко зростають та перевищують $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Кутний момент у ланках КП в початковий момент часу також перевищує $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та суттєво навантажує КП циклічним збільшенням і зменшенням амплітуди протягом $1,5 \text{ с}$. Крутний момент у колесах на початковому етапі також різко зростає, проте його величина сягає $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а відносний кут повороту первинної і вторинної мас ДММ 36 град. Після $2,5 \text{ с}$ величина крутних моментів у всіх ланках стабілізується на рівні $115 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і має коливний характер, а відносний кут закручування мас ДММ – знаходиться на рівні 20 град. Знакозмінний характер відносної швидкості коливань мас ДММ (рис. 3.30) приводить до значного циклічного навантаження пружних елементів ДММ і їх передчасного руйнування з часом експлуатації. Напруження у малій та великій пружині на початковому етапі перевищують допустимі для матеріалу пружин, проте після $2,5 \text{ с}$ стабілізуються і перебувають в допустимих межах (рис. 3.31).

Збільшення коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ до $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$ приводить до зменшення крутних моментів у всіх ланках і зменшення відносної швидкості коливань мас ДММ в початковий момент часу та швидкого затухання коливань після $0,5 \text{ с}$ (рис. 3.32 – 3.33). Відносний кут повороту зменшився до 26 град в початковий момент часу, а після $0,5 \text{ с}$ стабілізується та коливається в межах 20 град. Напруження у витках пружин не перевищують допустимих значень (рис. 3.34).

Результати симулювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ за таких умов обмеження кута повороту $\Delta\varphi$ (рис. 3.35 – рис. 3.40):

- 1) якщо $\Delta\varphi \leq 0,1$ рад – вільний хід;
- 2) якщо $0,3 \leq \Delta\varphi < 0,1$ рад – деформація м'яких пружин;
- 3) якщо $\Delta\varphi > 0,3$ рад – деформація м'якої та жорсткої пружини.

Як видно з рис. 3.35 – рис. 3.40 при коефіцієнті розсіювання енергії в ДММ $\beta_I = 4$ Н·с·м та трьом умовам обмеження кута повороту мас ДММ $\Delta\varphi$: 1) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi \leq 0,1$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2 = 0$, що відповідає вільному ходу ДММ; 2) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi > 0,1$ рад, але $\Delta\varphi \leq 0,3$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2 = \Delta\varphi \cdot c_1$, що відповідає роботі м'яких пружин; 3) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi > 0,3$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2 = \Delta\varphi \cdot c_2$, що відповідає роботі м'якої та жорсткої пружин разом, на початковому етапі крутні моменти у ланках ДММ та півосях різко зростають та перевищують 200 Н·м (рис. 3.35). Кутний момент у ланках КП в початковий момент часу сягає 228 Н·м та суттєво навантажує КП циклічним коливанням амплітуди в широких межах, протягом 1,3 с. Крутний момент у півосях на початковому етапі різко зростає та досягає значення 216 Н·м, крутний момент у колесах також різко зростає на початковому етапі до значення 203 Н·м, а відносний кут повороту первинної і вторинної мас ДММ досягає 36 град. Після 2,5 с величина крутних моментів у всіх ланках стабілізується на рівні 115 Н·м і має коливний характер, а відносний кут закручування мас ДММ – знаходиться на рівні 20 град. Знакозмінний характер відносної швидкості коливань мас ДММ (рис. 3.36) приводить до значного циклічного навантаження пружних елементів ДММ і втоми металу з часом експлуатації. Напруження у малій та великій пружині на початковому етапі перевищують допустимі для матеріалу пружин значення і становлять 1200 та 850 МПа відповідно, проте після 2,5 с стабілізуються і перебувають в допустимих межах (рис. 3.37).

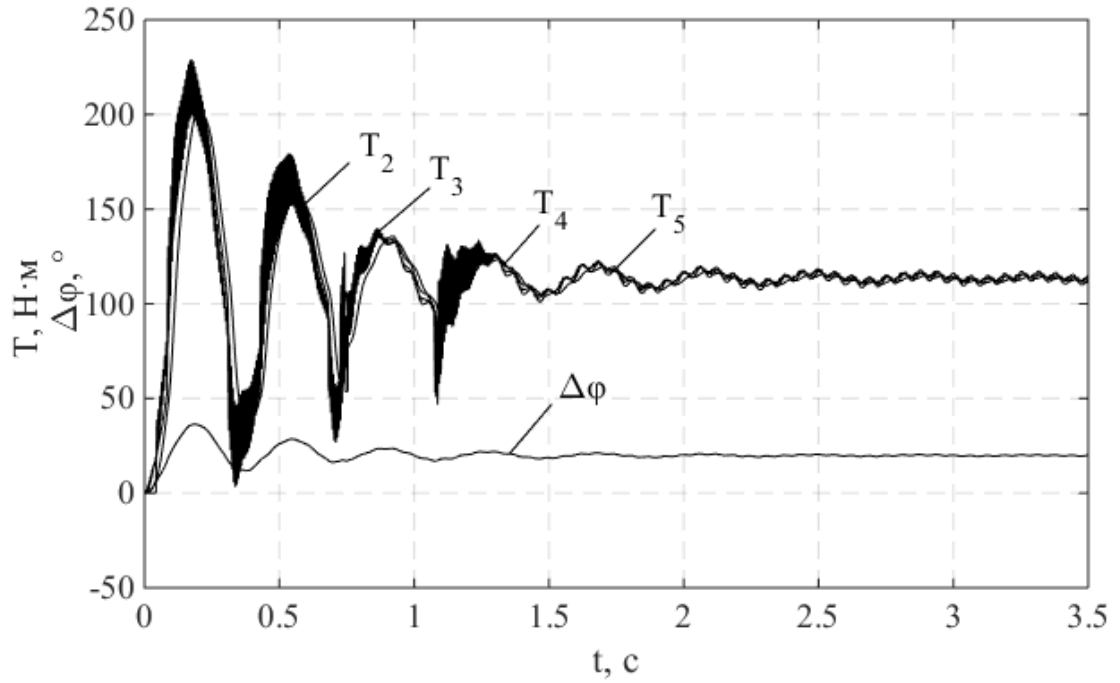


Рис. 3.35. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=4$ Н·с·м

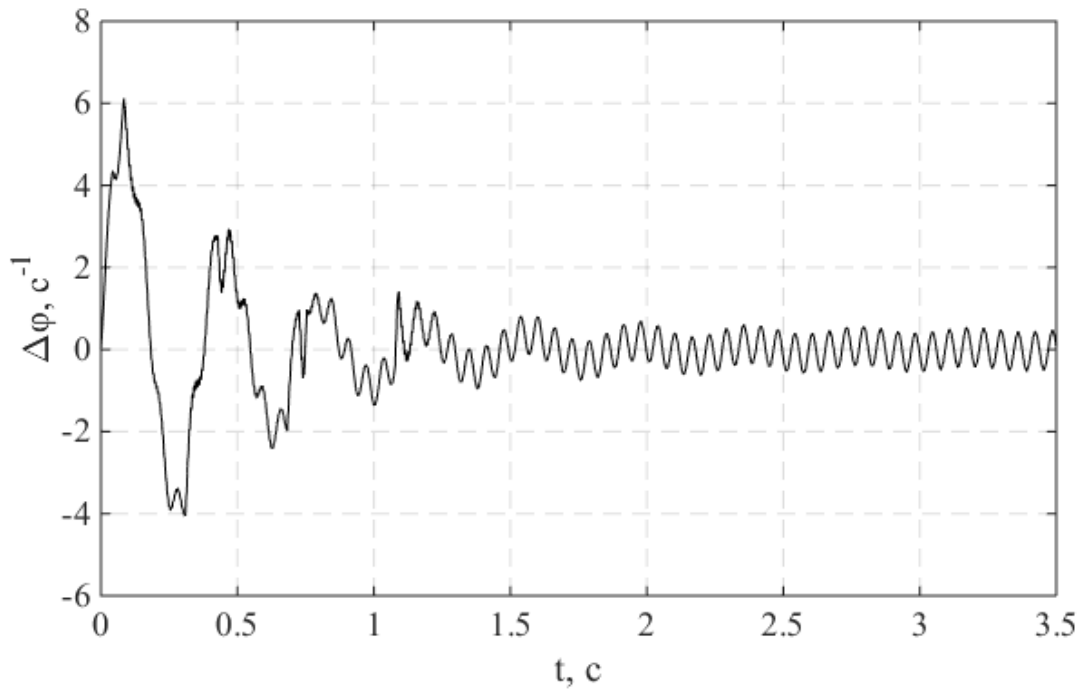


Рис. 3.36. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=4$ Н·с·м

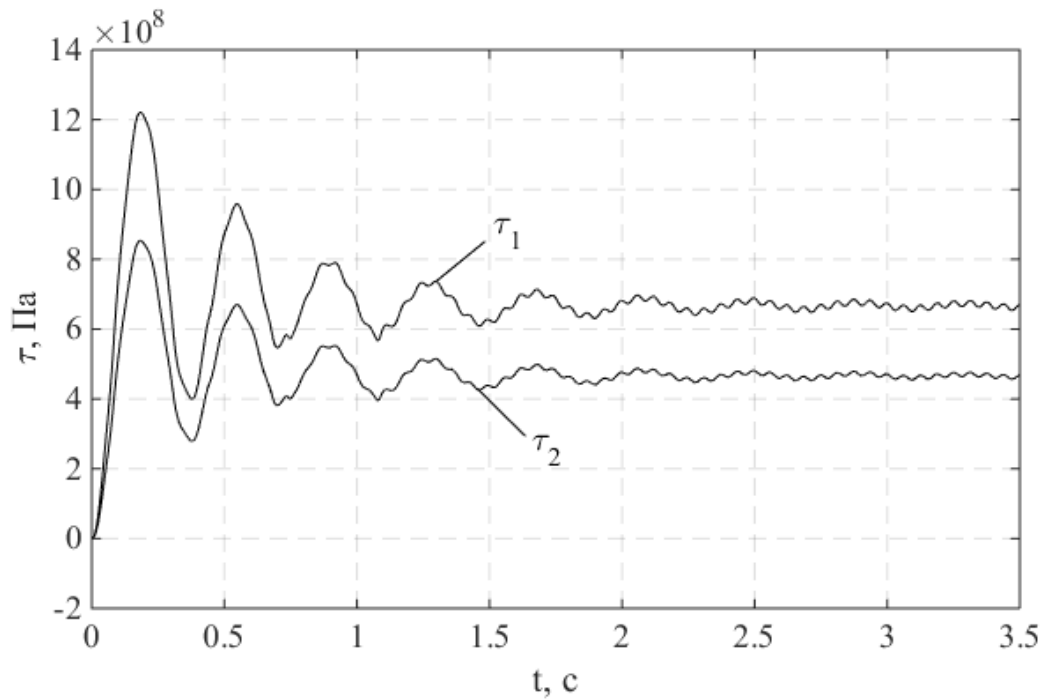


Рис. 3.37. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

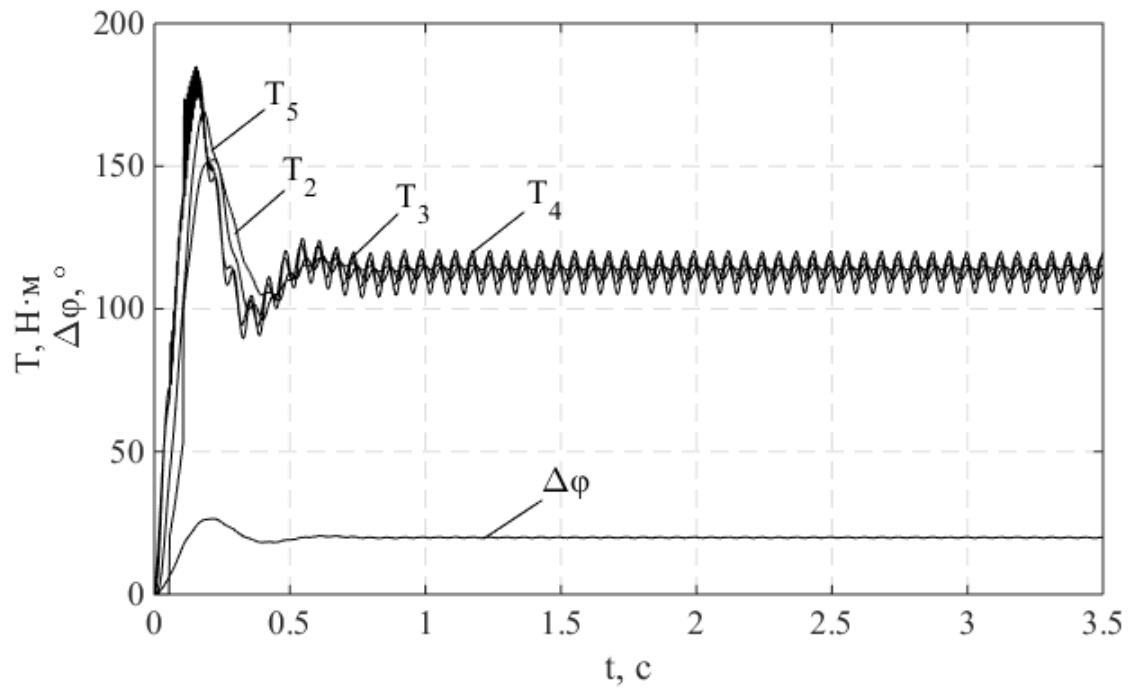


Рис. 3.38. Зміна крутного моменту від часу: T_2 – у ланках ДММ, T_3 – у ланках КП, T_4 – у півосях, T_5 – у колесах; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

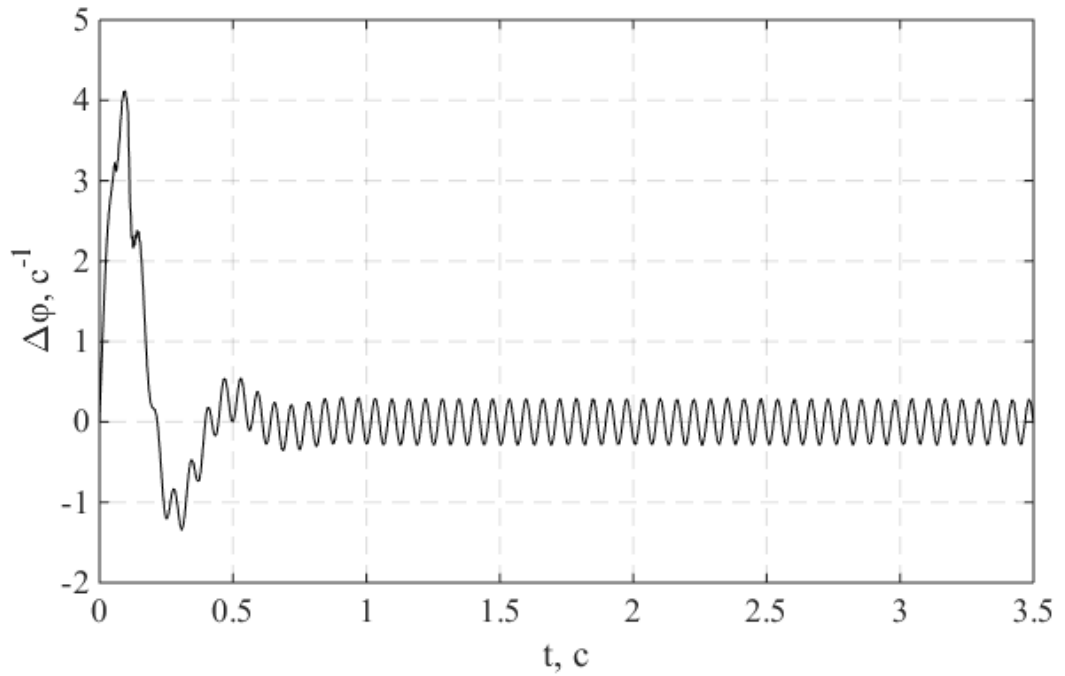


Рис. 3.39. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

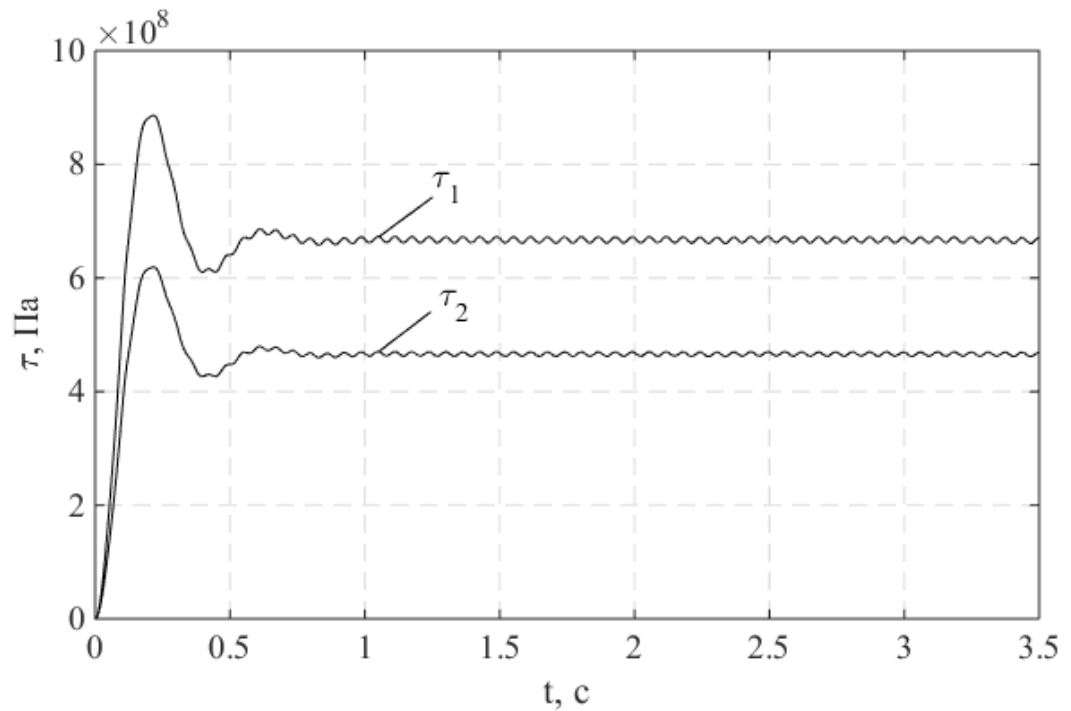


Рис. 3.40. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

Збільшення коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ до $\beta_I=20$ Н·с·м приводить до зменшення крутних моментів у всіх ланках у початковий момент часу та швидкого затухання коливань після 0,5 с (рис. 3.38). Відносний кут повороту мас ДММ зменшився до 26 град в початковий момент часу, після 0,5 с стабілізується та коливається в межах 20 град. Напруження у витках малої пружини в початковий момент часу перевищує допустимі значення для матеріалу пружин і складають 890 МПа, проте після 0,3 с входять у діапазон допустимих значень, напруження великої пружини не перевищують допустимих для матеріалу пружин (рис. 3.40).

Результати симулювання коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ за обмеження відносного кута повороту первинної та вторинної мас $\Delta\varphi$ (рис. 3.41 – рис. 3.52):

- 1) якщо $\Delta\varphi \leq 0,1$ рад – вільний хід;
- 2) якщо $0,4 \leq \Delta\varphi < 0,1$ рад – деформація м'яких пружин;
- 3) якщо $\Delta\varphi > 0,4$ рад – деформація м'якої та жорсткої пружини.

Як видно з рис. 3.41 – рис. 3.52 при коефіцієнті розсіювання енергії в ДММ $\beta_I=4$ Н·с·м та трьом умовам обмеження кута повороту мас ДММ $\Delta\varphi$: 1) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi \leq 0,1$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=0$, що відповідає вільному ходу ДММ; 2) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi > 0,1$ рад, але $\Delta\varphi \leq 0,4$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=\Delta\varphi \cdot c_1$, що відповідає роботі м'яких пружин; 3) якщо кут закручування мас ДММ $\Delta\varphi > 0,4$ рад, то момент у ланках ДММ $T_2=\Delta\varphi \cdot c_2$, що відповідає роботі м'якої та жорсткої пружин разом, крутний момент у ланках ДММ (рис. 3.41) на початковому етапі моделювання сягає значення 220 Н·м, після 0,8 с виходить на усталений коливальний режим з значним розмахом амплітуди моменту, а отже і значними навантаженнями на пружно-демпфувальну систему ДММ, відносний кут повороту мас ДММ досягає 38 град. Крутний момент у ланках КП у початковий момент перевищує значення 200 Н·м (рис. 3.42), проте на 1,2 с збільшується амплітуда зміни крутного моменту від -120 до 340 Н·м, а на 3,5 с від

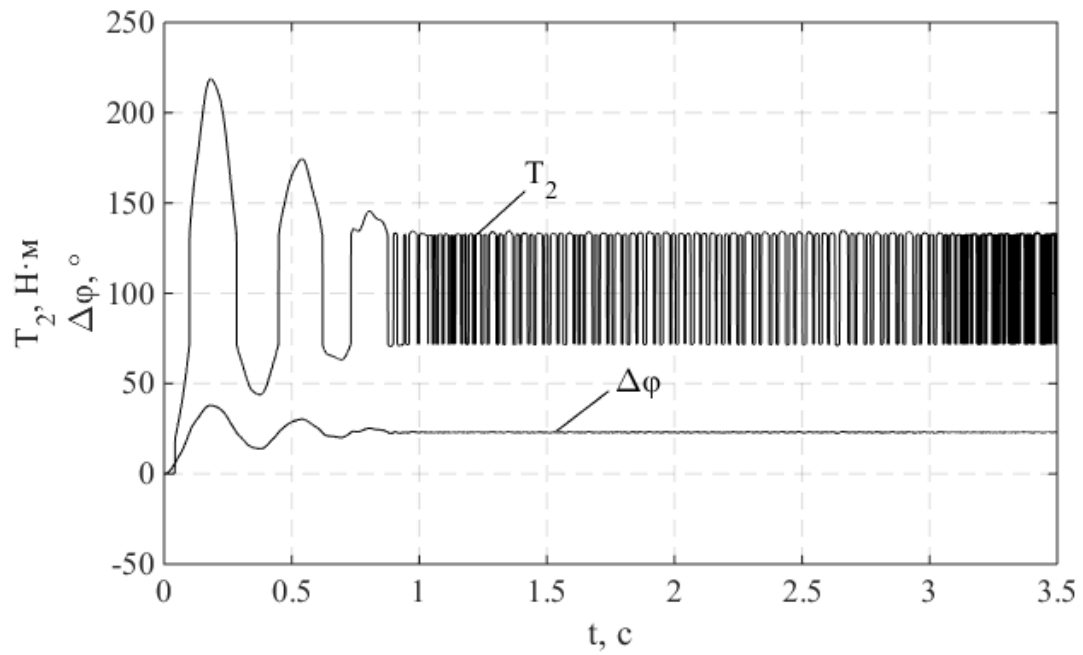


Рис. 3.41. Зміна крутного моменту T_2 у ланках ДММ від часу; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

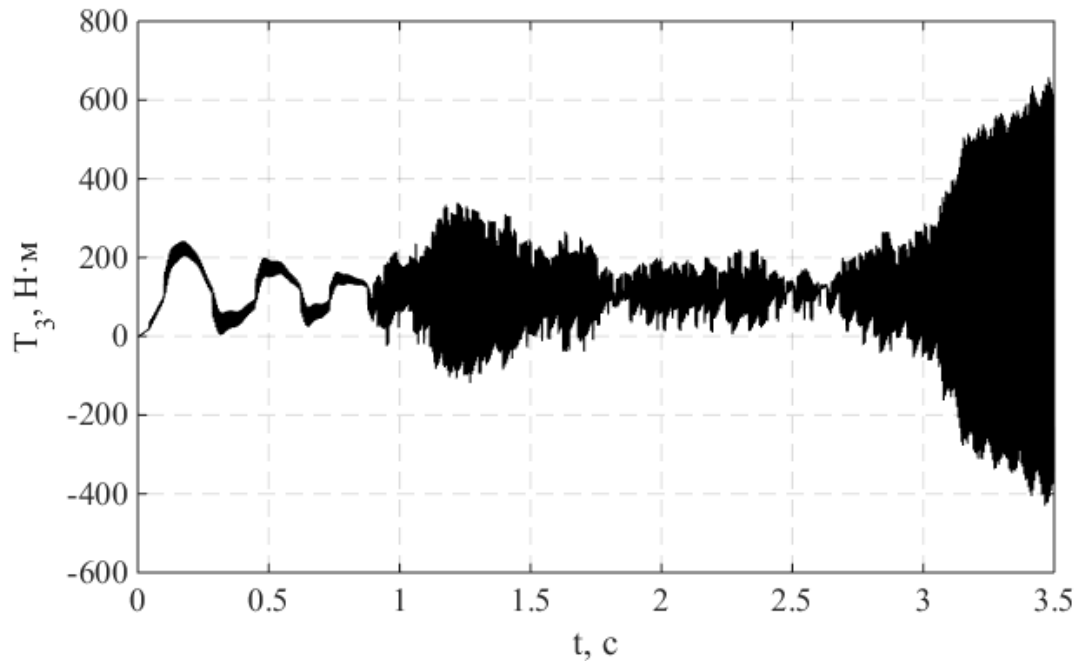


Рис. 3.42. Зміна крутного моменту T_3 у ланках КП від часу; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

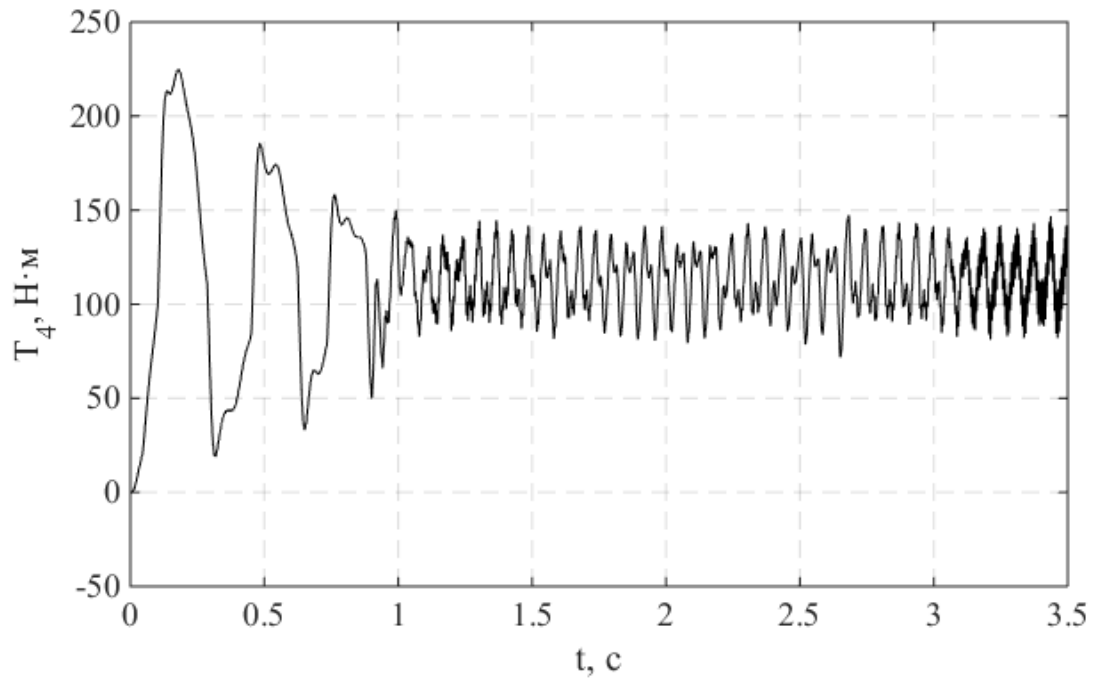


Рис. 3.43. Зміна крутного моменту T_4 у півосях від часу; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

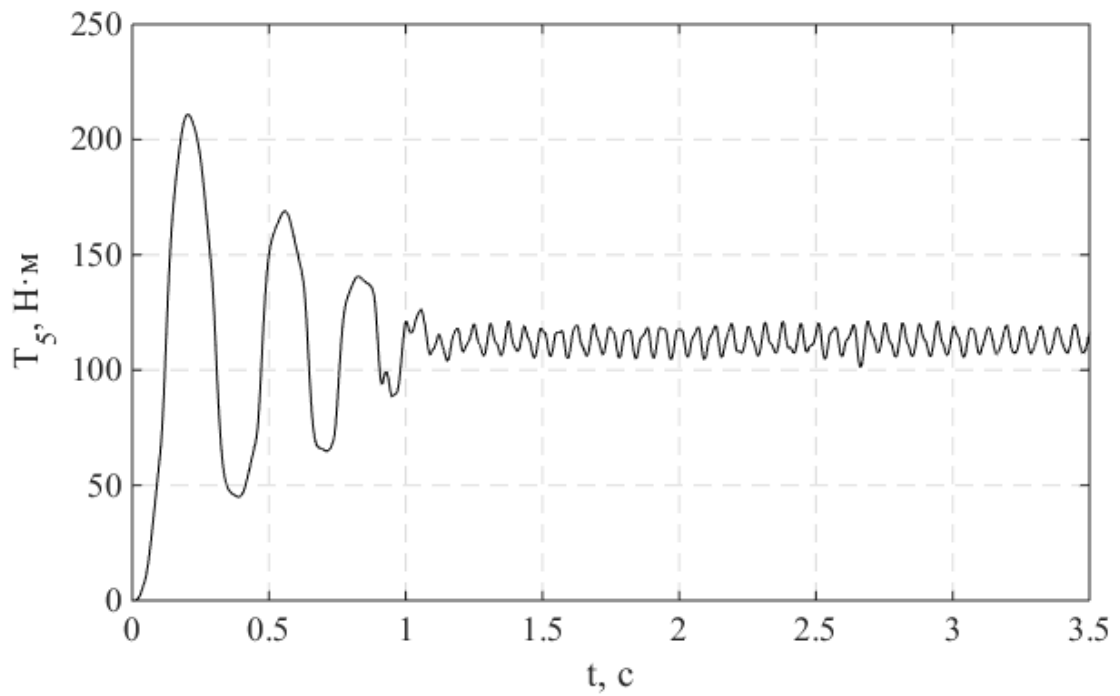


Рис. 3.44. Зміна крутного моменту T_5 у колесах від часу; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

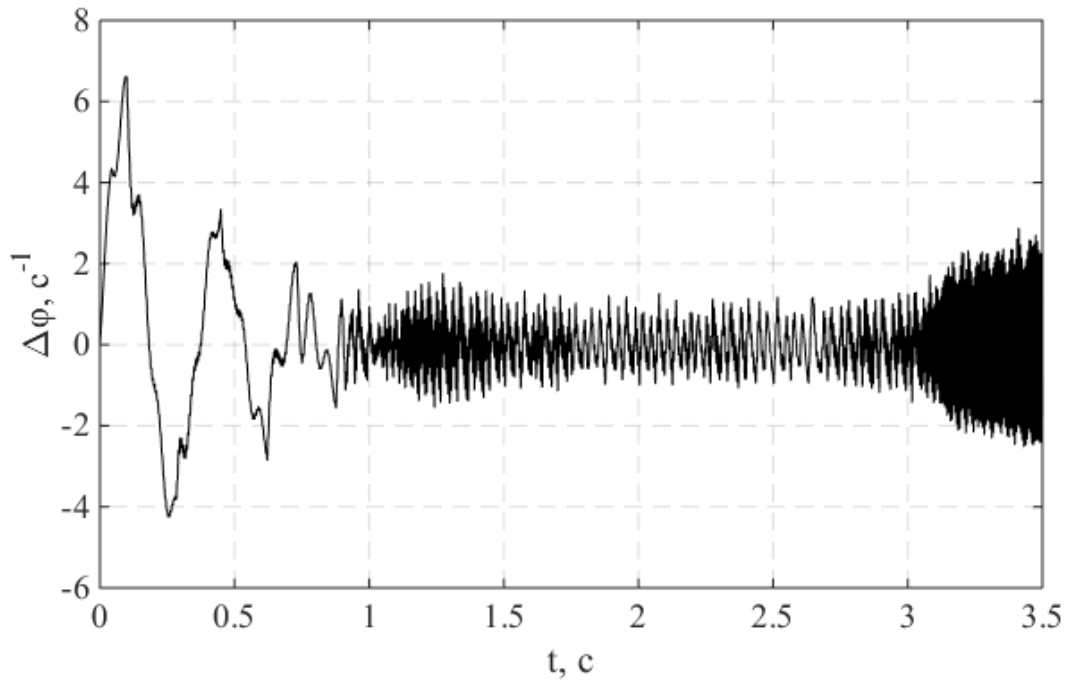


Рис. 3.45. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

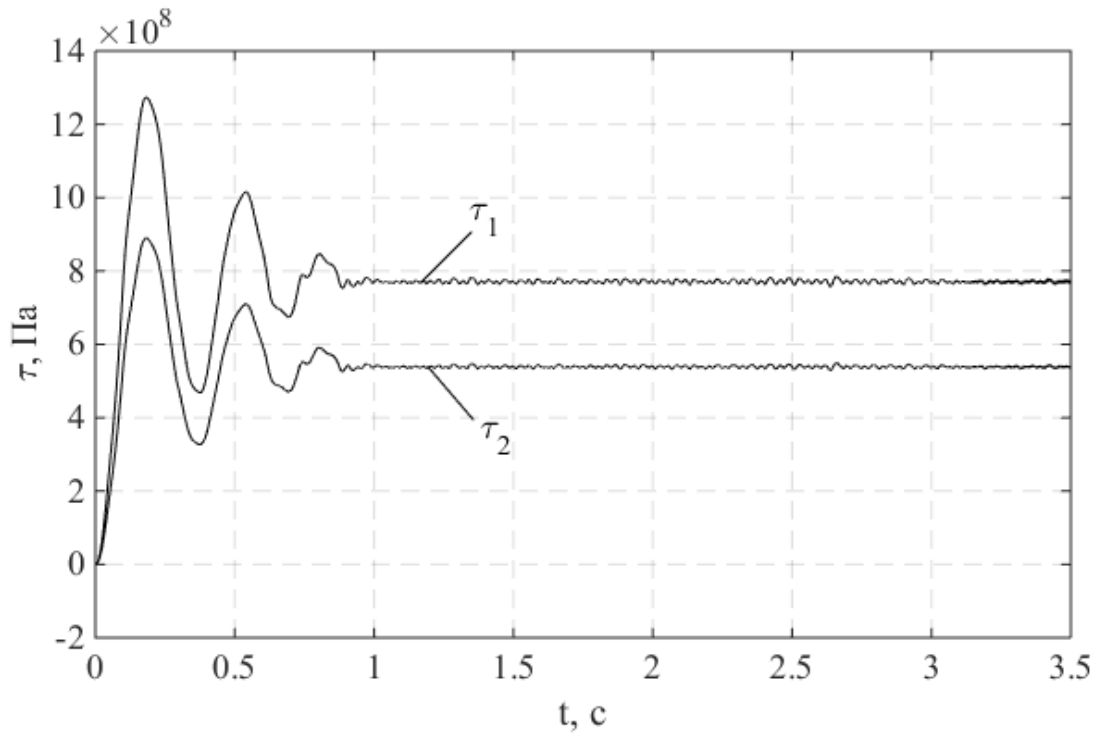


Рис. 3.46. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

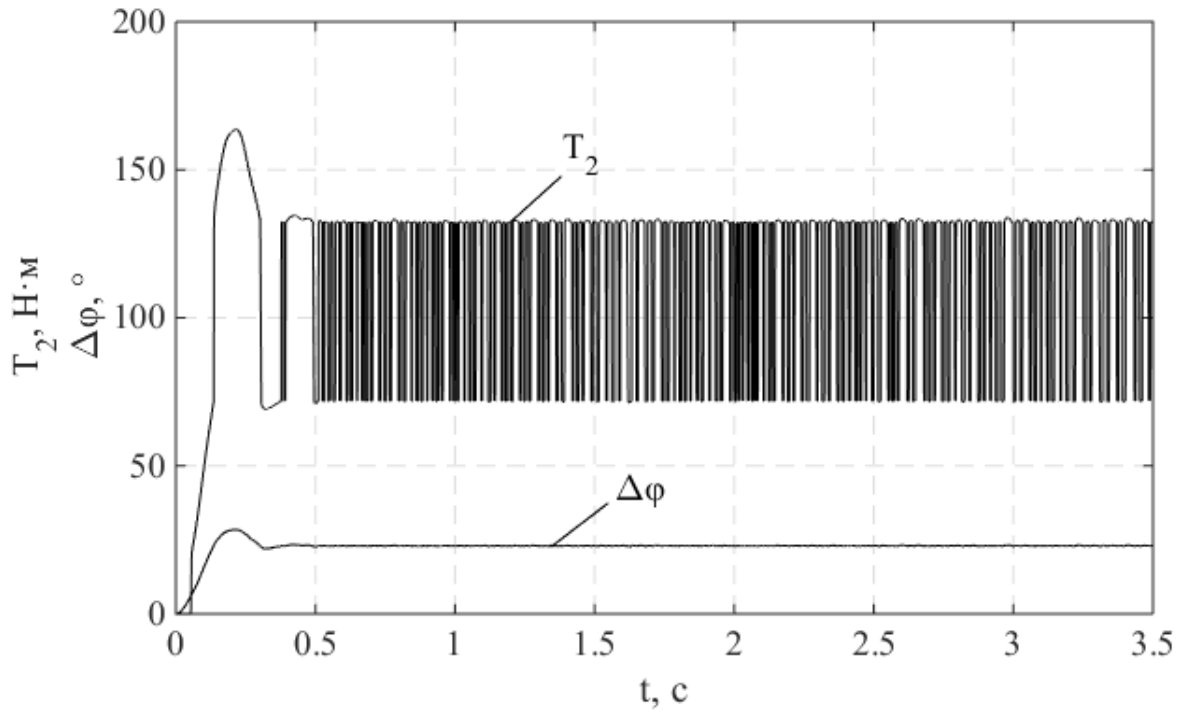


Рис. 3.47. Зміна крутного моменту T_2 у ланках ДММ від часу; $\Delta\varphi$ – відносний кут повороту мас ДММ; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

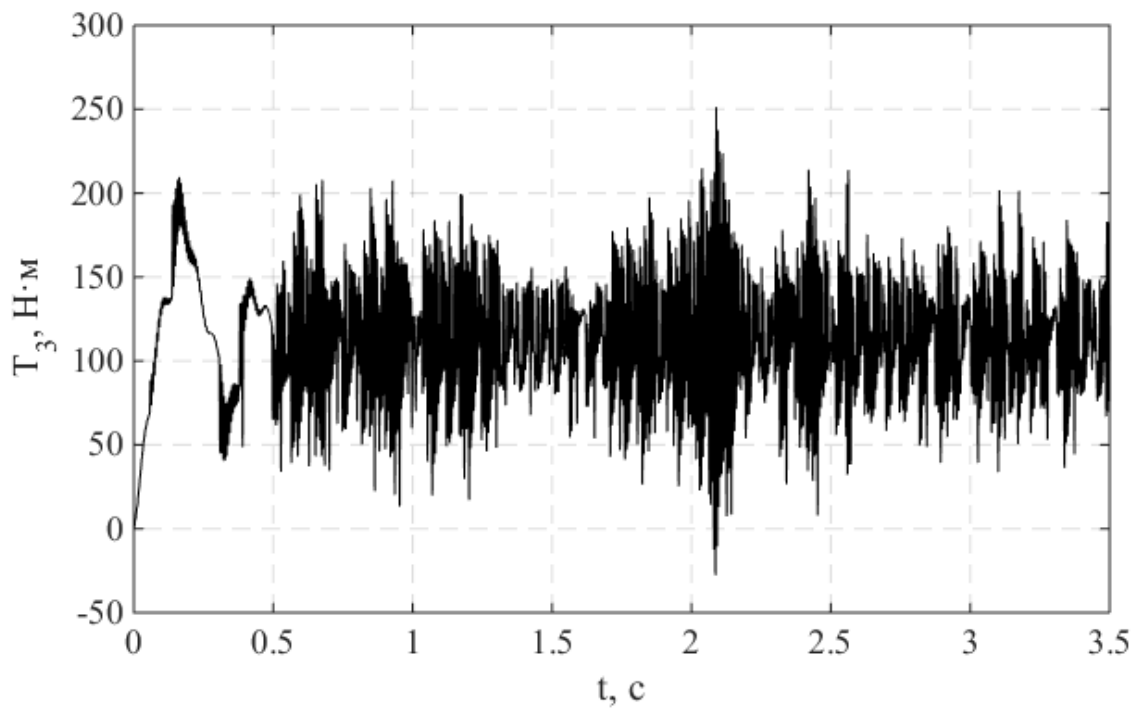


Рис. 3.48. Зміна крутного моменту T_3 у ланках КП від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

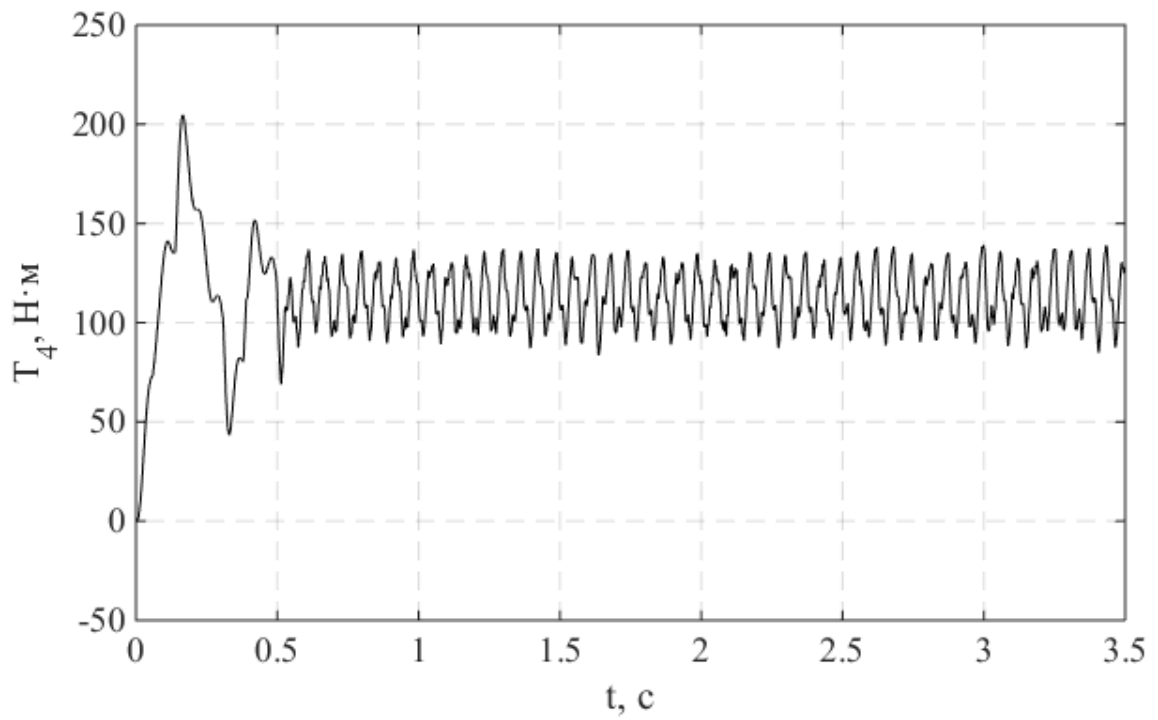


Рис. 3.49. Зміна крутного моменту T_4 у півосях від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

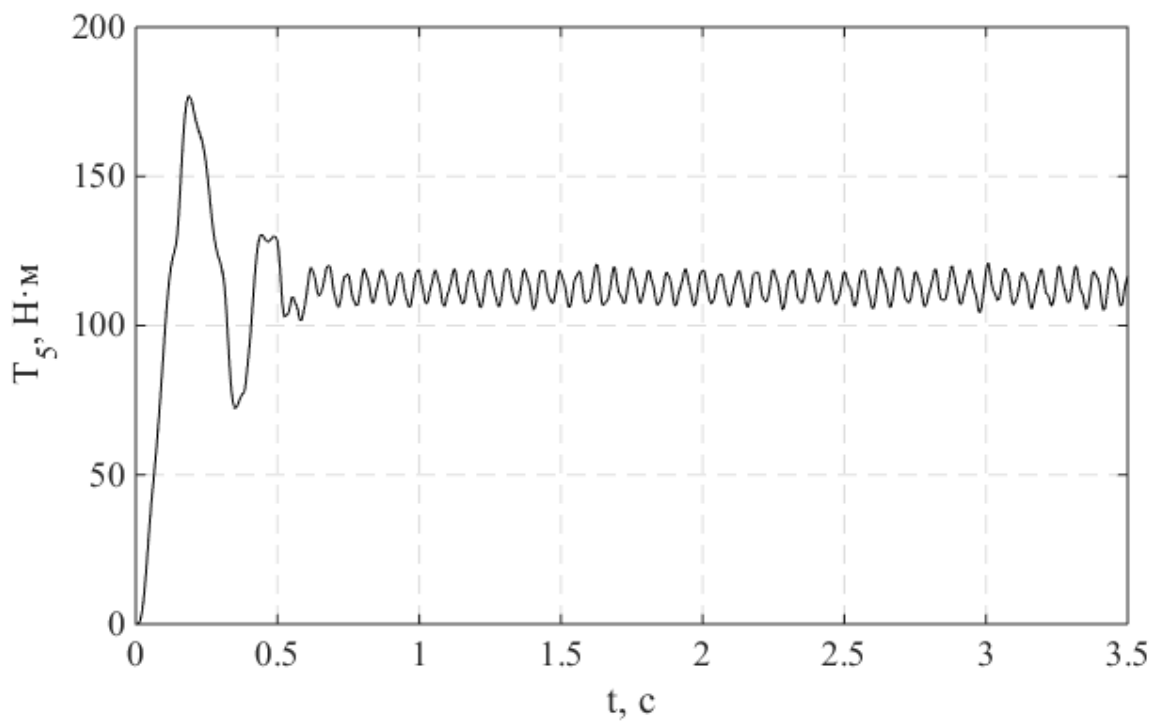


Рис. 3.50. Зміна крутного моменту T_5 у колесах від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

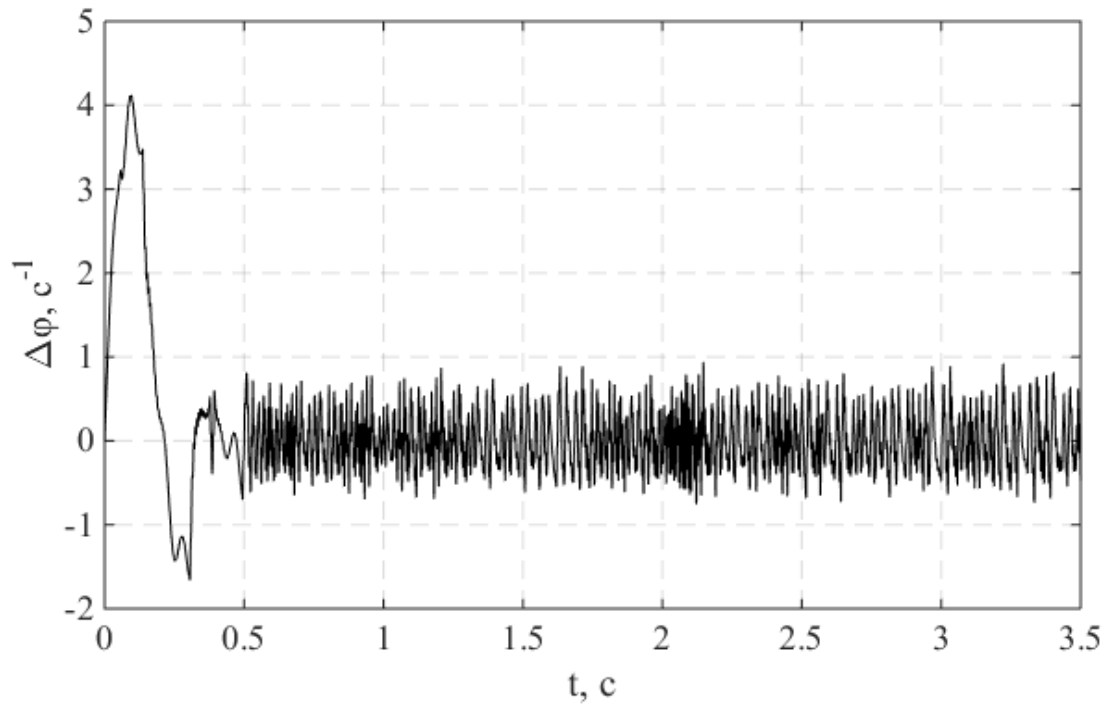


Рис. 3.51. Зміна відносної швидкості мас ДММ від часу; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

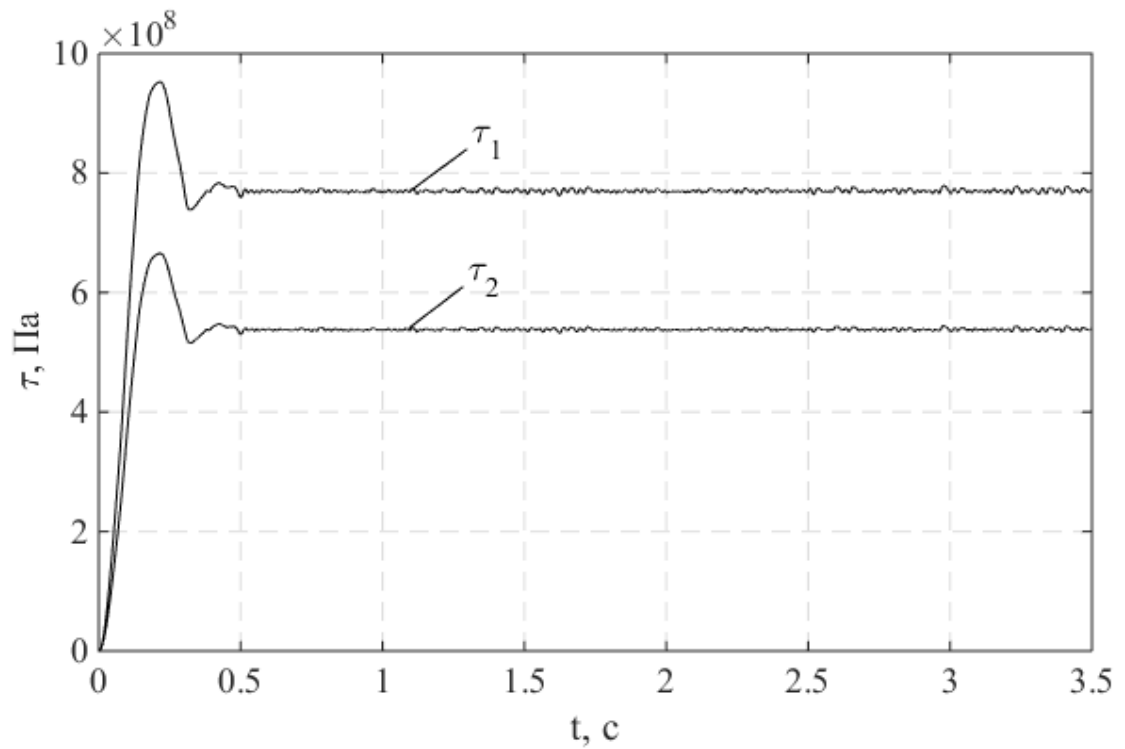


Рис. 3.52. Зміна напружень у ланках ДММ від часу: τ_1 – малої пружини, τ_2 – великої пружини; $\beta_I=20 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$

-410 до 655 Н·м, що свідчить про роботу м'якої пружини в досить широких і необґрунтованих межах значення кута $\Delta\phi$, що у свою чергу призводить до сприйняття елементами КП (шестернями, синхронізаторами) значних навантажень і як наслідок їх передчасний вихід з ладу. Крутні моменти у півосях і колесах (рис. 3.43, 3.44) перевищують 200 Н·м на початковому етапі, а після 1 с крутні моменти зменшуються і коливаються в межах від 72 до 147 Н·м та від 102 до 121 Н·м відповідно. Зміна відносної швидкості мас ДММ (рис. 3.45) має знаковмінний характер і високу амплітуду, що приводить до значного циклічного навантаження пружин, особливо м'яких. Напруження у малій та великій пружинах (рис. 3.46) на початковому етапі моделювання перевищують допустимі межі для матеріалу пружин та сягають 1270 і 890 МПа відповідно, проте після 1 с стабілізуються і коливаються в межах допустимого діапазону.

Збільшення коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ до $\beta_I=20$ Н·с·м приводить до зменшення крутних моментів у всіх ланках в початковий момент часу та до збільшення амплітуди коливань крутного моменту у ланках ДММ (рис. 3.47) після 0,5 с, при виході на усталений коливальний режим, порівняно з амплітудою моменту при $\beta_I=4$ Н·с·м, а відносний кут повороту мас ДММ при цьому зменшився з 38 до 28,5 град. Як видно з рис. 3.48, амплітуда крутного моменту у ланках КП суттєво зменшилась і досягає максимального розмаху на рівні від -28 до 251 Н·м на 2,1 с. Крутні моменти у півосях і колесах (рис. 3.49, 3.50) істотних змін не зазнали. Збільшення коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ призвело до зменшення амплітуди зміни відносної швидкості мас ДММ (рис. 3.51), проте коливання також відбувається за знакосталим циклом і також циклічно навантажують пружини. Напруження у малій пружині (рис. 3.52) на початковому етапі перевищують допустимі для матеріалу пружин і складають 950 МПа, а при виході на усталений режим після 0,5 с перебувають у допустимих межах. Напруження у великій пружині (рис. 3.52), не перевищують допустимих значень.

Отже, за результатами аналізу коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ встановлено, що найбільш навантаженими є його пружні елементи, особливо пружини малої жорсткості. Тому для підвищення довговічності таких пружин, що найбільше піддаються втомі, оскільки працюють навіть за малих відносних проворотів мас ДММ, доцільно блокувати відносно повертання первинної і вторинної мас ДММ на усталених режимах руху автомобіля.

3.4. Адаптивний ДММ

Як показують вище проведені дослідження, робота ДММ не є ефективною на всіх режимах руху автомобіля, зокрема, це стосується руху з усталеною швидкістю або незначною зміною швидкості, оскільки при такому русі пружно-демпфувальна система ДММ зазнає постійних циклічних навантажень (первинна маса закручується відносно вторинної на незначний кут, але постійно навантажує пружні елементи ДММ), що призводить до втоми металу і відповідно руйнування пружин. Виходом з такої ситуації стало розроблення автором адаптивного ДММ, який на таких режимах роботи автомобіля, як пуск, холостий хід, рушання з місця, розгін, різке гальмування, водіння на низьких обертах, зупинка, глушіння, працював би як ДММ, а на інших режимах, зокрема рух автомобіля з усталеною або незначною зміною швидкості на прямій ділянці дороги – як класичний одномасовий.

3.4.1. Будова і принцип роботи адаптивного ДММ. Адаптивний ДММ працює наступним чином (рис. 3.53). Первинна маса 9 двомасового маховика з'єднана з колінчастим валом жорстко, вторинна маса 10 з'єднана з первинною масою 9 за допомогою пружинно-демпферної системи (пружин 6 і сепараторів 3). Відповідно до закладеного алгоритму роботи ЕБК 14 опрацьовує вхідну інформацію від сенсорів швидкості руху автомобіля (рис. 3.54), кількості обертів колінчастого вала двигуна, положення педалі гальма, а також від блока керування двигуном, що

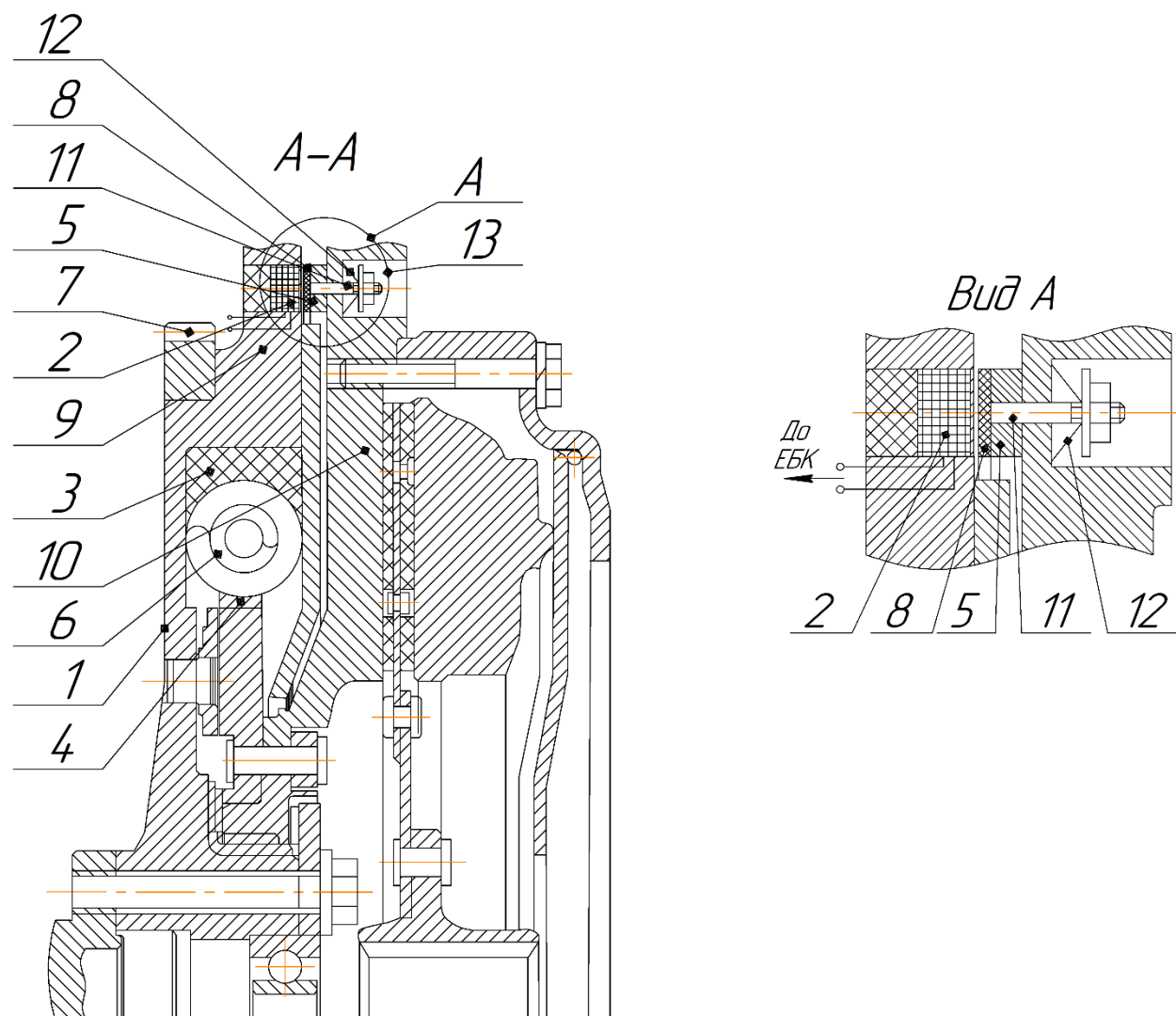


Рис. 3.53. Адаптивний ДММ

1 – корпус; 2 – електромагніт; 3 – сепаратори; 4 – фланець; 5 – диск гальмівного пристрою; 6 – дугова пружина; 7 – зубчастий вінець; 8 – фрикційна накладка; 9 – первинна маса адаптивного двомасового маховика; 10 – вторинна маса адаптивного двомасового маховика; 11 – шток; 12 – пружина; 13 – гальмівний пристрій

з'єднаний з сенсорами положення педалі газу і кількості обертів коліс автомобіля. У залежності від режиму руху автомобіля ЕБК вмикає або вимикає гальмівний пристрій 13. За увімкненого гальмівного пристрою 13 електромагніт 2 притискає диск 5 гальмівного пристрою 13 до первинної маси 9 маховика, блокуючи

провертання вторинної маси 10 відносно первинної маси 9. За вимкненого гальмівного пристрою 13 електромагніт 2 перестає діяти на диск 5 гальмівного пристрою 13 і під дією пружини 12 через шток 11 диск 5 повертається у вихідне положення, маховик працює як двомасовий [67, 75].

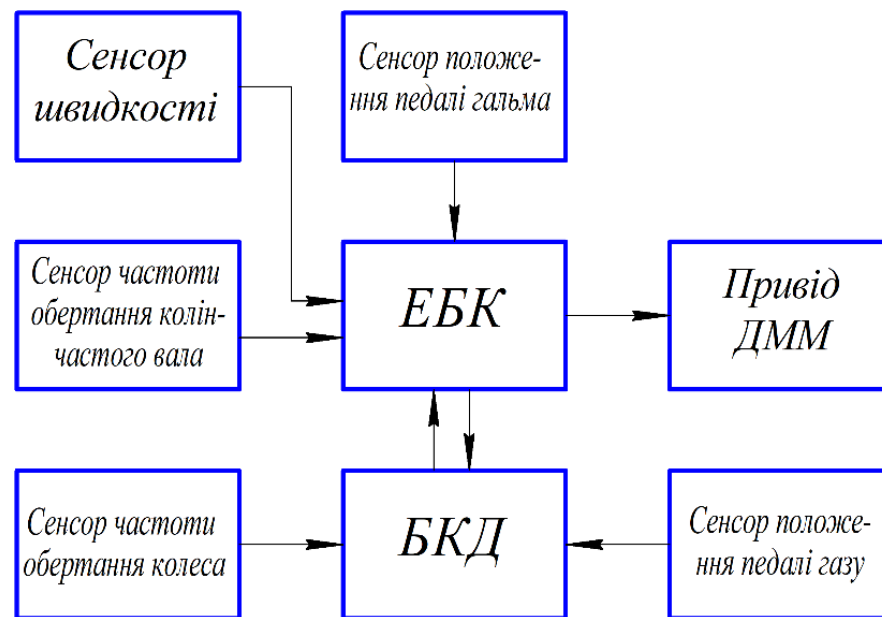


Рис. 3.54. Структурна схема системи керування адаптивним ДММ

Це забезпечує, відповідно до закладеного алгоритму роботи ЕБК, можливість блокування відносного провертання первинної і вторинної мас керованим гальмівним пристроєм, що усуває, на певний період часу, циклічне навантаження на пружно-демпфувальну систему, шляхом притискання диска гальмівного пристрою до первинної маси маховика. У результаті цього зменшується кількість циклів навантаження пружно-демпфувальної системи, а отже, підвищується довговічність елементів двомасового маховика [67].

3.4.2. Алгоритм керування роботою адаптивного ДММ. У процесі експлуатації втомобіля можна виділити такі режими роботи двигуна і руху автомобіля: робота двигуна на холостому ході, рушання автомобіля з місця, усталений рух на трасі, гальмування, інтенсивне пришвидшення автомобіля.

Не на кожному з цих режимів робота ДММ є ефективною і потрібною. Однак, як показали проведені нами дослідження, на всіх цих режимах відбувається циклічне навантаження пружних елементів зусиллями різної величини і частоти зміни в часі. Тому, для зменшення тривалості такого навантаження на пружні елементи ДММ, з метою підвищення його ресурсу і трансмісії загалом (скорочення якого відбувається у наслідок малоциклової втоми матеріалу пружин) рекомендуємо такий алгоритм керування адаптивним ДММ, в залежності від режиму роботи ДВЗ і руху автомобіля (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

Алгоритм керування роботою адаптивного ДММ

Режим роботи ДВЗ /руху автомобіля	Умови керування адаптивним ДММ (значення контрольованих ЕБК параметрів)	Стан адаптивного ДММ
Холостий хід	$\omega_{\text{об}} = \omega_x; V_a = 0; \varphi_{\text{газ}} = 0$	Розблокований
Рушання автомобіля	$\frac{d\omega_{\text{об}}}{dt} > 0; V_a \leq 20 \text{ км/год}; \varphi_{\text{газ}} > 0$	Розблокований
Усталений рух	$\frac{d\omega_{\text{об}}}{dt} = 0; V_a > 40 \text{ км/год}; \varphi_{\text{газ}} > 0$	Заблокований
Гальмування	$\frac{d\omega_{\text{об}}}{dt} < 0; \frac{dV_a}{dt} < 0; \varphi_{\text{газ}} \geq 0$	Заблокований
Інтенсивне пришвидшення	$\frac{d\omega_{\text{об}}}{dt} \gg 0; \frac{dV_a}{dt} \gg 0; \varphi_{\text{газ}} \approx \varphi_{\text{газ.max}}$	Заблокований, обмеження кількості обертів ДВЗ

У табл. 3.2. вжиті такі умовні позначення: $\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість обертання колінчастого вала ДВЗ, V_a – швидкість руху автомобіля, $\varphi_{\text{газ}}$ – кут нахилу педалі газу, $\varphi_{\text{гал}}$ – кут нахилу педалі гальма.

Значення контрольованих параметрів поступають в ЕБК від відповідних сенсорів (див. рис. 3.54). В залежності від значення цих параметрів відбувається керування приводом адаптивного ДММ, а отже, переведення його у відповідний стан – розблокований чи заблокований.

3.5. Динаміка приводу гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період розгону

Останніми роками провідні виробники автомобілів пропонують широку гаму гібридів та електромобілів. Привідні системи таких автомобілів мають різну структуру і характеристики. У більшості гібридних автомобілів, крім тих, що працюють за послідовною схемою перетворення енергії, в залежності від режиму руху, обертовий момент на колесах автомобіля може створюватися як окремо ДВЗ чи електричним двигуном, так і їх спільною роботою.

Обидва види двигунів при пуску створюють підвищені динамічні навантаження на елементи трансмісії автомобіля, тому пошук конструктивних рішень і способів зменшення впливу перехідних режимів роботи ДВЗ і електричного двигуна на навантаженість ланок трансмісії є актуальним.

3.5.1. Динамічна й математична моделі гібридного приводу з ДММ. З метою дослідження перехідних процесів у трансмісії гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою подамо динамічну модель у вигляді, яка максимально відтворює конструкцію такого автомобіля (рис. 3.55).

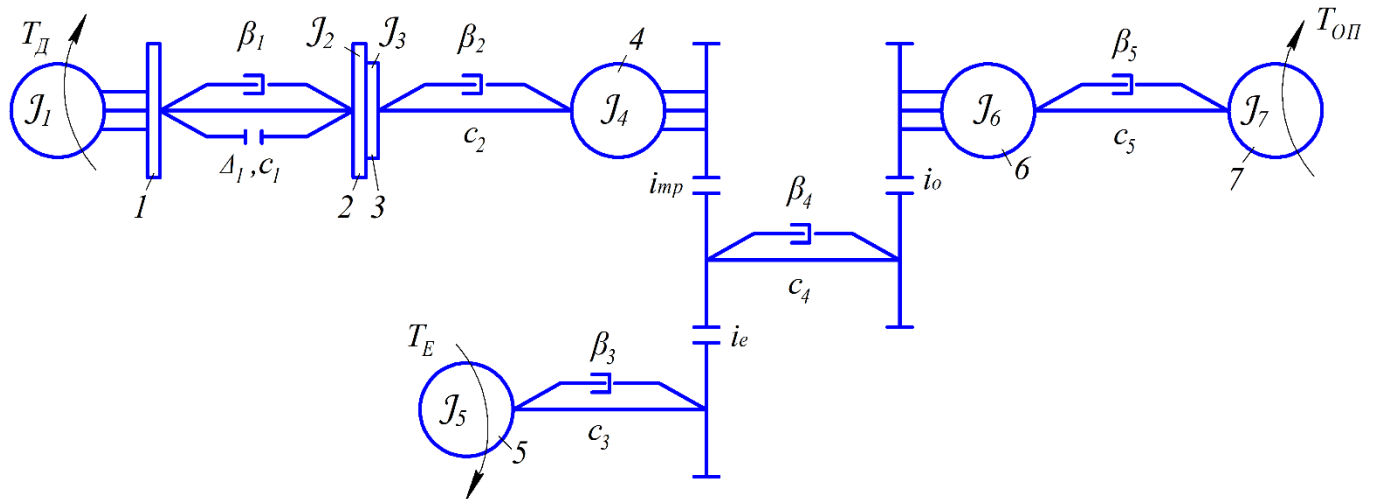


Рис. 3.55. Динамічна модель приводу автомобіля з комбінованою силовою установкою у період пробуксовування зчеплення

На рисунку 3.55 позначено: зведені моменти інерції: J_1 – ланок двигуна, які обертаються, J_2 – вторинної маси ДММ, J_3 – зчеплення, J_4 – ланок КП, J_5 – ротора електродвигуна, J_6 – коліс з шинами; J_7 – маси автомобіля; коефіцієнти жорсткості: c_1 – пружних ланок ДММ, c_2 – ланок КП, c_3 – ланок електромеханічної частини привода, c_4 – трансмісії, c_5 – коліс з шинами; коефіцієнти демпфування: β_1 – в ДММ, β_2 – в ланках КП, β_3 – в ланках електромеханічної частини привода, β_4 – в ланках КП; β_5 – в колесах з шинами; передатні числа: i_{mp} – КП; i_0 – головної передачі; i_e – від електродвигуна до головної передачі; моменти: T_D – обертовий момент ДВЗ; T_E – обертовий момент електродвигуна у тяговому режимі і момент генератора при заряджанні; $T_{зч}$, $T_{оп}$ – моменти тертя у зчепленні і опору рухові автомобіля.

Для переходу від динамічної моделі до математичної моделі скористаємося рівнянням Лагранжа 2-го роду (див. розділ 3.2.1, формула 3.6).

Кінетична енергія динамічної моделі :

$$T = \frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_3 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_4 \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{J_5 \cdot \omega_5^2}{2} + \frac{J_6 \cdot \omega_6^2}{2} + \frac{J_7 \cdot \omega_7^2}{2}, \quad (3.14)$$

де ω_1 – кутова швидкість колінчастого вала ДВЗ з приєднаною до нього первинною масою ДММ;

ω_2 – кутова швидкість вторинної маси ДММ з приєднаною до неї масою корзини та елементів зчеплення;

ω_3 – кутова швидкість ведених дисків зчеплення;

ω_4 – кутова швидкість зведеної маси обертових ланок КП;

ω_5 – кутова швидкість ротора електродвигуна;

ω_6 – кутова швидкість колеса автомобіля;

ω_7 – кутова швидкість зведеної до осі обертання колеса маси автомобіля.

Потенціальна енергія:

$$\begin{aligned}
 \Pi = & \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_3 - \varphi_4)^2}{2} + \frac{c_3\left(\varphi_5 - \varphi_4 \frac{i_e}{i_{mp}}\right)^2}{2} + \\
 & + \frac{c_4\left(\frac{\varphi_4}{i_{mp}i_0} - \varphi_6\right)^2}{2} + \frac{c_5(\varphi_6 - \varphi_7)^2}{2}.
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Дисипативна функція Релея має вигляд:

$$\begin{aligned}
 \Phi = & \frac{\beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2}{2} + \frac{\beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2}{2} + \frac{\beta_3\left(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4 \frac{i_e}{i_{mp}}\right)^2}{2} + \\
 & + \frac{\beta_4\left(\dot{\varphi}_4 \frac{1}{i_{mp}i_0} - \dot{\varphi}_6\right)^2}{2} + \frac{\beta_5(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7)^2}{2}.
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Знайшовши відповідні похідні з виразів (3.14) – (3.16) та підставивши їх у рівняння Лагранжа 2-го роду (3.6), після відповідних перетворень, отримаємо систему диференціальних рівнянь руху динамічної моделі приводу автомобіля з комбінованою силовою установкою в період від початку пробуксовування до повного замикання зчеплення:

$$\begin{cases}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_D - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - T_{3ч}; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{3ч} - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4); \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 = c_2(\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_4 \left(\frac{\varphi_4}{i_{mp} i_0} - \varphi_6 \right) - \beta_4 \left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp} i_0} - \dot{\varphi}_6 \right) + \\
 + c_3 \left(\varphi_5 - \frac{\varphi_4 i_e}{i_{mp}} \right) + \beta_3 \left(\dot{\varphi}_5 - \frac{\dot{\varphi}_4 i_e}{i_{mp}} \right); \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 = T_E - c_3 \cdot \left(\varphi_5 - \frac{\varphi_4 i_e}{i_{mp}} \right) - \beta_3 \left(\dot{\varphi}_5 - \frac{\dot{\varphi}_4 i_e}{i_{mp}} \right); \\
 J_6 \ddot{\varphi}_6 = c_4 \left(\frac{\varphi_4}{i_{mp} i_0} - \varphi_6 \right) + \beta_4 \left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp} i_0} - \dot{\varphi}_6 \right) - c_5(\varphi_6 - \varphi_7) - \beta_5(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7); \\
 J_7 \ddot{\varphi}_7 = c_5(\varphi_6 - \varphi_7) + \beta_5(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) - T_{оп}.
 \end{cases} \quad (3.17)$$

Обертний момент ДВЗ опишемо залежністю (3.4), наведеною у розділі 3.1.2.

Після замикання зчеплення структура динамічної моделі приводу автомобіля з гібридною силовою установкою змінюється і набуває вигляду, поданого на рис. 3.56.

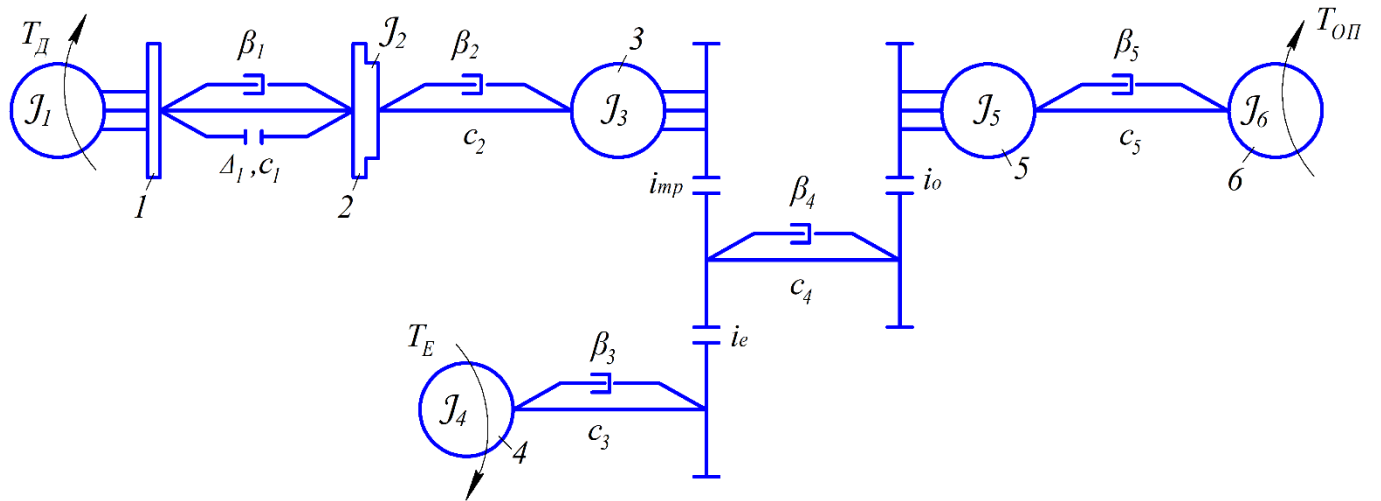


Рис. 3.56. Динамічна модель приводу автомобіля з комбінованою силовою установкою після замикання зчеплення

Диференціальні рівняння руху мас динамічної моделі приводу після замикання зчеплення набудуть такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_D - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_3 \left(\varphi_3 - \frac{\varphi_4 i_e}{i_{mp}} \right) + \beta_3 \left(\dot{\varphi}_3 - \frac{\dot{\varphi}_4 i_e}{i_{mp}} \right) - \\
 - c_4 \left(\frac{\varphi_4}{i_{mp} i_0} - \varphi_5 \right) - \beta_4 \left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp} i_0} - \dot{\varphi}_5 \right); \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 = T_E - c_3 \left(\varphi_3 - \frac{\varphi_4 i_e}{i_{mp}} \right) - \beta_3 \left(\dot{\varphi}_3 - \frac{\dot{\varphi}_4 i_e}{i_{mp}} \right); \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 = c_4 \left(\frac{\varphi_4}{i_{mp} i_0} - \varphi_5 \right) + \beta_4 \left(\frac{\dot{\varphi}_4}{i_{mp} i_0} - \dot{\varphi}_5 \right) - c_5 (\varphi_5 - \varphi_6) - \beta_5 (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6); \\
 J_6 \ddot{\varphi}_6 = c_5 (\varphi_5 - \varphi_6) + \beta_5 (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - T_{оп},
 \end{array} \right. \quad (3.18)$$

Замість другого і третього диференціальних рівнянь у системі (3.18) буде одне рівняння, оскільки, після замикання зчеплення, вторинна маса ДММ і ланки зчеплення рухатимуться як єдине ціле.

Математична модель коливальних процесів у приводі автомобіля з комбінованою силовою установкою реалізована на комп'ютері в середовищі MatLab Simulink. Структура і опис стимуляційної моделі наведені у наступному розділі.

3.5.2. Симуляційна модель гібридного приводу з ДММ у середовищі Simulink. Система диференціальних рівнянь руху (3.18) реалізована на комп'ютері у вигляді симуляційної моделі в середовищі MatLab Simulink (рис. 3.57) [74, 78].

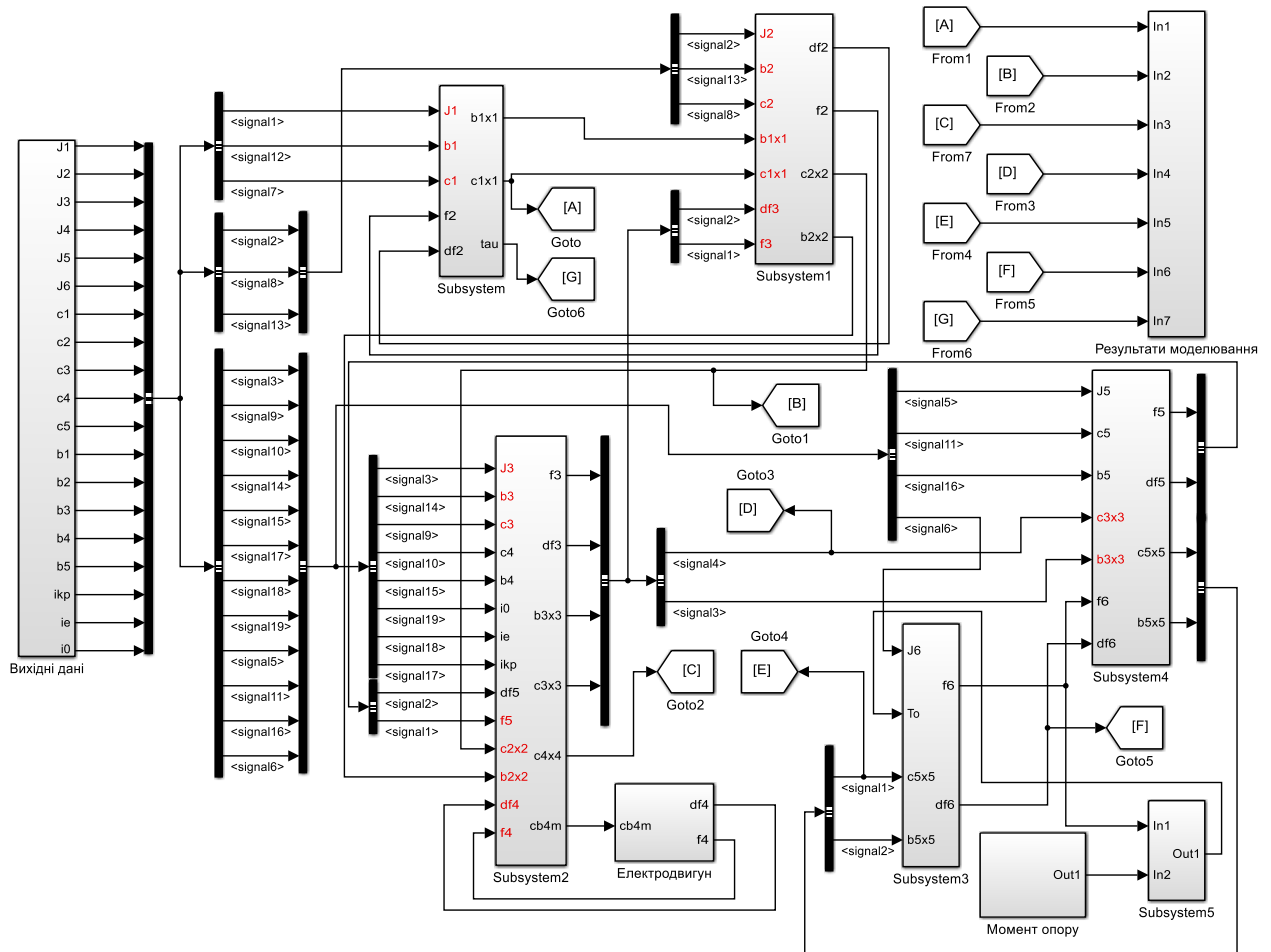


Рис. 3.57. Симуляційна модель приводу автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ

Симуляційну модель електродвигуна в середовищі MatLab Simulink подамо у вигляді, зображеному на рис. 3.58.

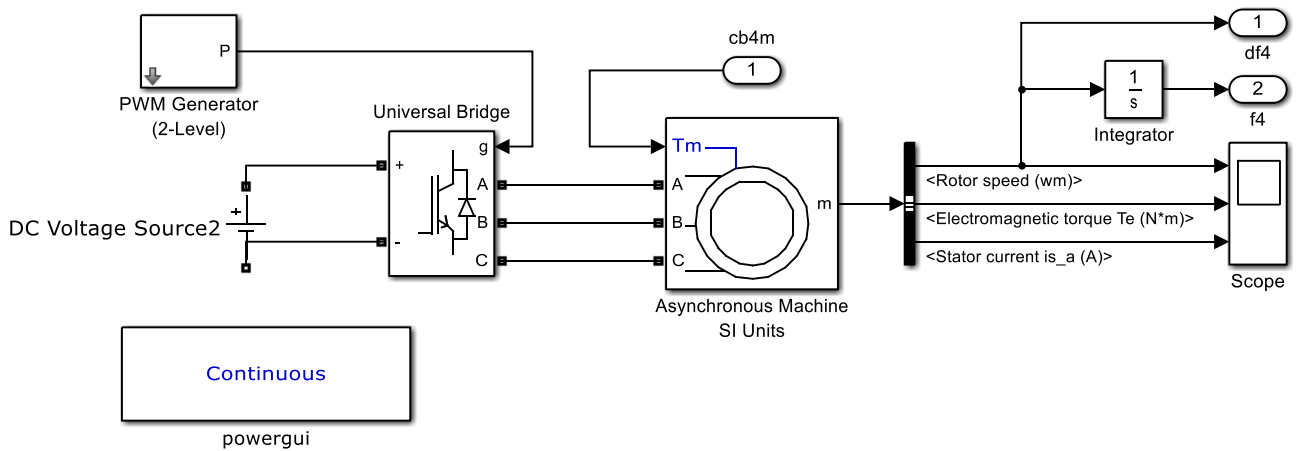


Рис. 3.58. Модель асинхронного електродвигуна [74]

Симуляційна модель приводу автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ та модель асинхронного електродвигуна (рис. 3.57 – 3.58) об'єднані в одну симуляційну модель приводу автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ [74].

Параметри закладені в симуляційну модель наступні: моменти інерції, частин двигуна, які обертаються $J_1=1,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, вторинної маси ДММ і приєднаних до неї мас зчеплення $J_2=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції рухомих ланок КП $J_3=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції електродвигуна $J_4=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції коліс з шинами $J_5=0,18 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; зведений момент інерції маси автомобіля до колеса $J_6=173,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Сумарні крутильні жорсткості: пружних ланок ДММ $c_1=330 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; ланок КП $c_2=120000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; півосей $c_3=10000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; ланок електромеханічної частини привода $c_4=2000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; коліс з шинами $c_5=27000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

Коефіцієнти розсіювання енергії: ланок ДММ $\beta_1=4,5 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; ланок КП $\beta_2=0,02 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; півосей $\beta_3=2 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; ланок електромеханічної частини привода $\beta_4=20,02 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; коліс з шинами $\beta_5=800 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$. Стала складова обертового моменту ДВЗ $T_{\text{до}}=120 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

змінна складова обертового моменту ДВЗ $T_o=60$ Н·м; кругова частота коливань змінної складової обертового моменту ДВЗ $\omega=80$ с⁻¹. Кут нахилу дороги $\gamma=0^\circ$. Передатні числа: трансмісії $i_{mp}=3,17$; від електродвигуна до головної передачі $i_e=2,4$; головної передачі $i_o=4,7$.

3.5.3. Аналіз коливальних процесів у приводі автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ та їх вплив на навантаженість ланок трансмісії. Як видно з рис. 3.59, на початку розгону автомобіля крутний момент у ланках механічної частини трансмісії різко зростає і надалі плавно зменшується, наближаючись до моменту опору руху автомобіля на першій передачі. У ланках електромеханічної частини трансмісії крутний момент має яскраво виражений високочастотний коливальний характер з невеликим декрементом загасання. Знакозмінне навантаження ланок на початку розгону негативно впливає на їх довговічність і вказує на необхідність узгодження величини крутних моментів і швидкості обертання ДВЗ та ЕД. Одним з можливих конструктивних рішень, що зменшують динамічні навантаження в ланках електромеханічної частини трансмісії в період розгону, може бути оснащення її пружною муфтою з високим коефіцієнтом розсіювання енергії коливань.

На рис. 3.60 – 3.62 представлені графіки зміни крутних моментів в механічній та електромеханічній частині трансмісії при аналогічних параметрах приводу, але змінених значеннях жорсткості c_4 і коефіцієнта розсіювання енергії β_4 .

Порівнюючи графіки на рис. 3.59 – 3.62 бачимо, що характер коливань крутного моменту в ланках механічної частини приводу практично не змінився, а в електромеханічній частині істотно зменшився і має знакопостійний характер, що сприятливо позначається на довговічності приводу.

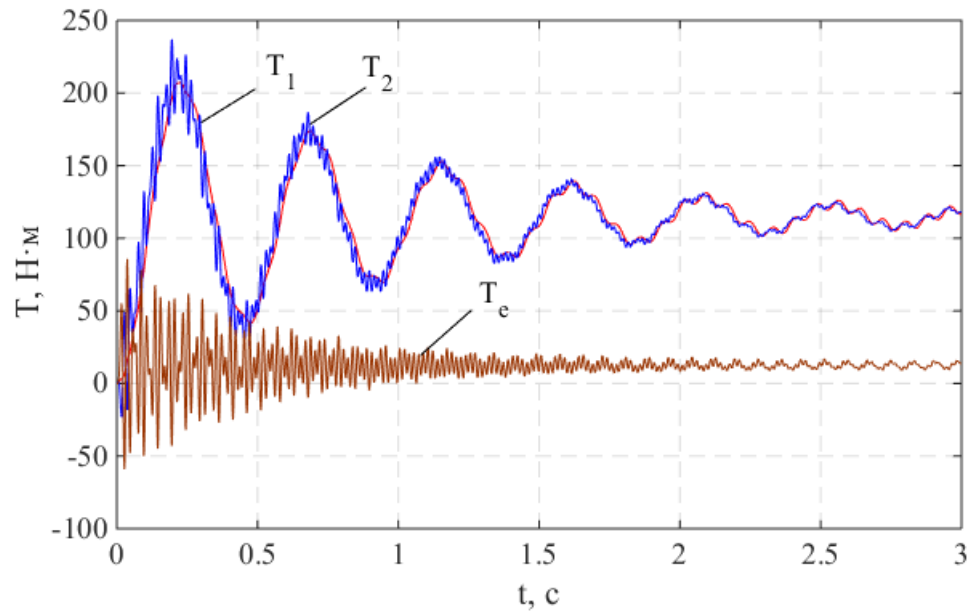


Рис. 3.59. Зміна крутного моменту від часу: T_1 – у пружних ланках ДММ, T_2 – у ланках КП, T_e – у ланках електромеханічної частини трансмісії; $c_4=20000$ Н·м/рад;
 $\beta_4=0,02$ Н·м·с/рад

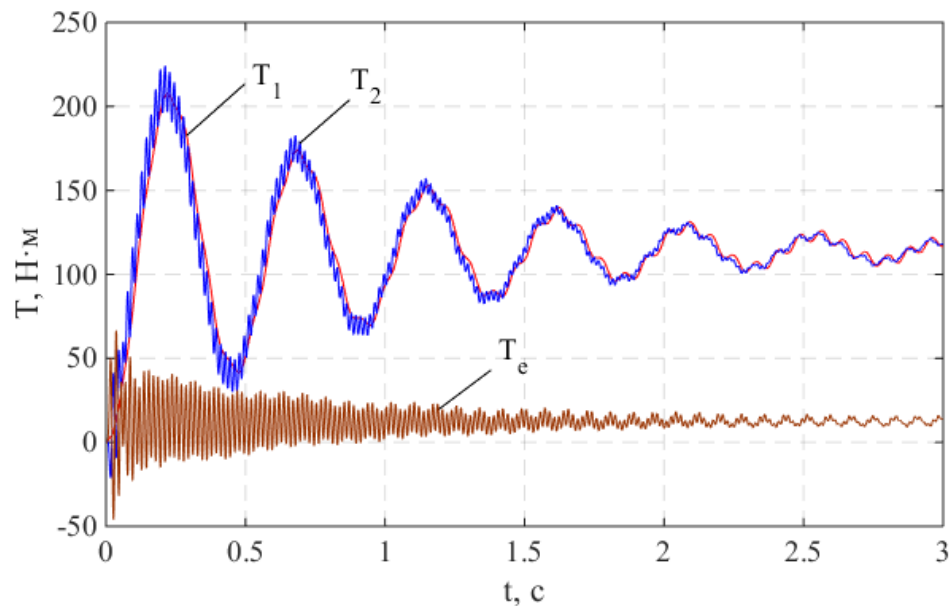


Рис. 3.60. Зміна крутного моменту від часу: T_1 – у пружних ланках ДММ, T_2 – у ланках КП, T_e – у ланках електромеханічної частини трансмісії; $c_4=20000$ Н·м/рад;
 $\beta_4=10$ Н·м·с/рад

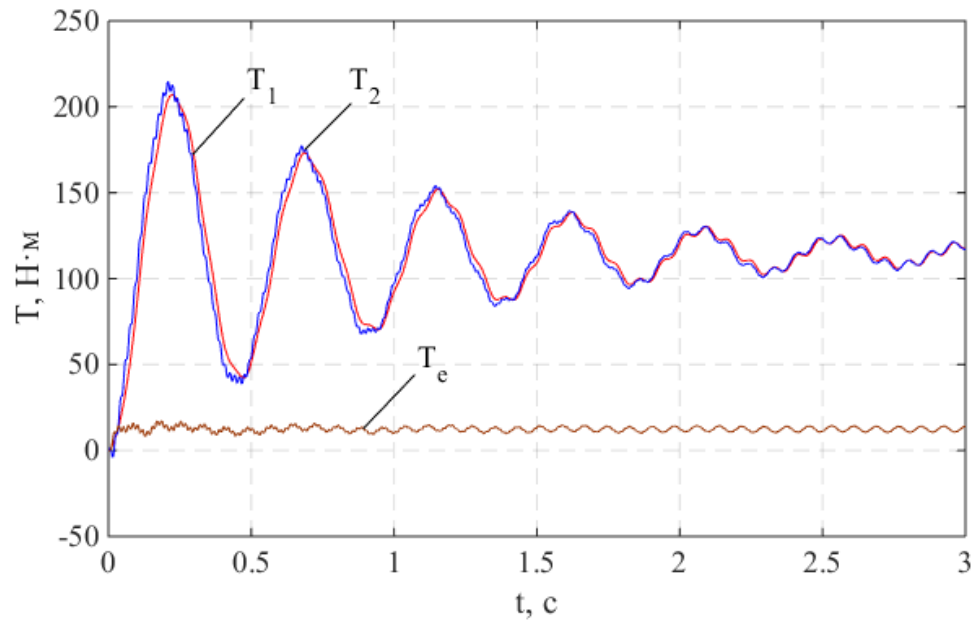


Рис. 3.61. Зміна крутного моменту від часу: T_1 – у пружних ланках ДММ, T_2 – у ланках КП, T_e – у ланках електромеханічної частини трансмісії; $c_4=20000$ Н·м/рад;
 $\beta_4=20$ Н·м·с/рад

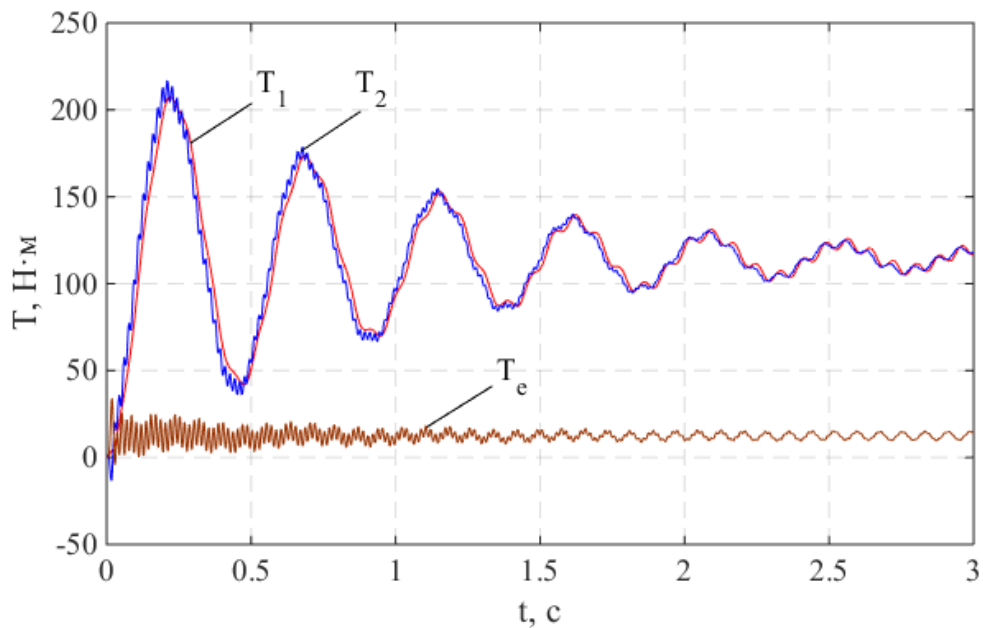


Рис. 3.62. Зміна крутного моменту від часу: T_1 – у пружних ланках ДММ, T_2 – у ланках КП, T_e – у ланках електромеханічної частини трансмісії; $c_4=10000$ Н·м/рад;
 $\beta_4=20$ Н·м·с/рад

Таким чином, для зниження динамічних навантажень у ланках електромеханічної частини трансмісії, досить встановити в її ланцюг пружну муфту зі збільшеною здатністю розсіювання енергії коливань крутного моменту.

3.6. Вплив пружно-еластичної муфти на коливальні процеси в електромеханічній частині трансмісії

Узагальнену динамічну модель електромеханічної трансмісії (ЕМТ) з пружно-еластичною муфтою (ПЕМ), утвореної двома півмуфтами, що обертаються одна відносно іншої, між якими встановлено пружно-демпфувальний елемент, зображено на (рис. 3.63) [84].

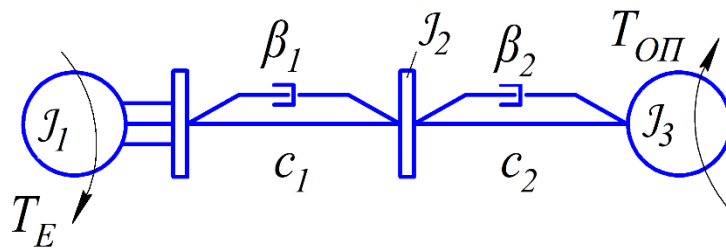


Рис. 3.63. Динамічна модель ЕМТ з ПЕМ

На рисунку 3.63 позначено: J_1 – зведений момент інерції ротора електродвигуна і первинної маси ПЕМ; J_2 – сумарний момент інерції вторинної маси ПЕМ і ланок зчеплення; J_3 – зведений момент інерції ведених ланок; c_1, c_2 – зведені жорсткості відповідно пружних ланок ПЕМ і трансмісії; β_1 і β_2 – коефіцієнти розсіювання енергії відповідно у ПЕМ і трансмісії; T_E – рушійний момент електродвигуна; $T_{оп}$ – зведений момент опору [84].

Математичну модель ЕМТ з ПЕМ подамо такою системою диференціальних рівнянь другого порядку [84, 85]:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_E - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - T_{оп}. \end{cases} \quad (3.19)$$

Симуляційна модель ЕМТ з ПЕМ у середовищі MatLab Simulink (рис. 3.64) складається з двох складових [84]: моделі асинхронного електродвигуна (див. рис. 3.58) та моделі механічної частини трансмісії з ПЕМ (рис. 3.64).

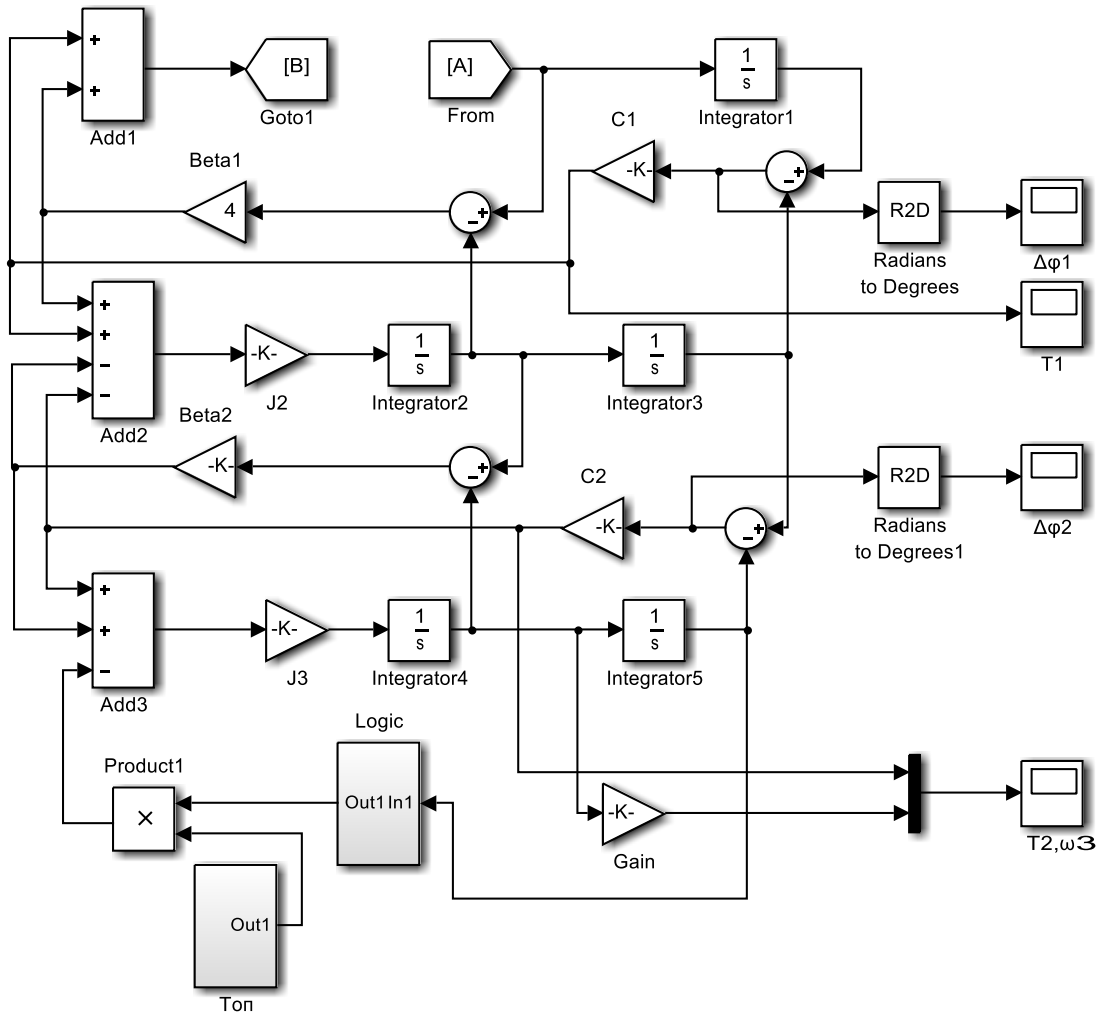


Рис. 3.64. Модель ЕМТ з ПЕМ

Асинхронний електродвигун вибирався зі стандартних моделей блока Asynchronous Machine SI Units, основні параметри якого наведено на рис. 3.65 [84].

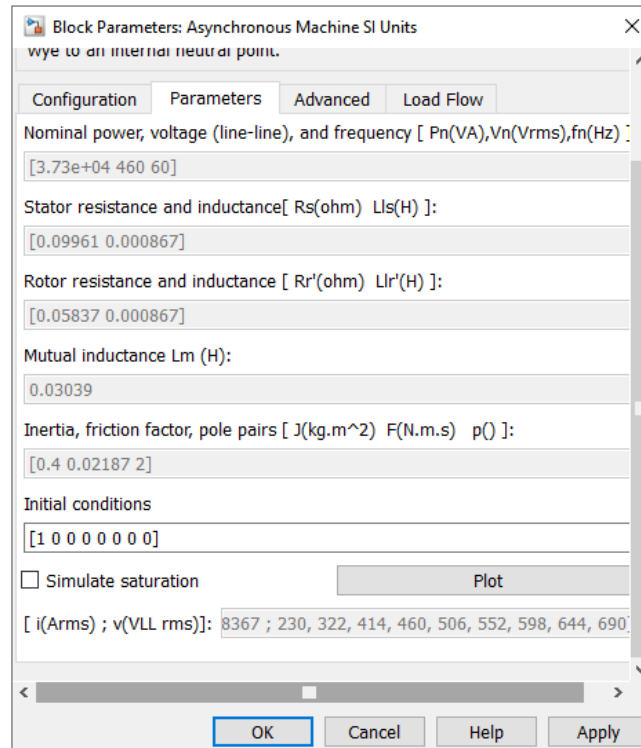


Рис. 3.65. Вікно параметрів асинхронного електродвигуна

Дослідження коливальних процесів в елементах трансмісії виконані за таких параметрів динамічної моделі: $J_2=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $\beta_1=4 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; $\beta_2=0,02 \text{ Н}\cdot\text{с}\cdot\text{м}$; $c_1=330 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $c_2=120000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$. Результати симулювання зображено на (рис. 3.66 – рис. 3.69) [84].

На рис. 3.66 подано залежності кутової швидкості обертання веденої маси приводу і крутного моменту в ланках трансмісії без ПЕМ від часу розгону [84].

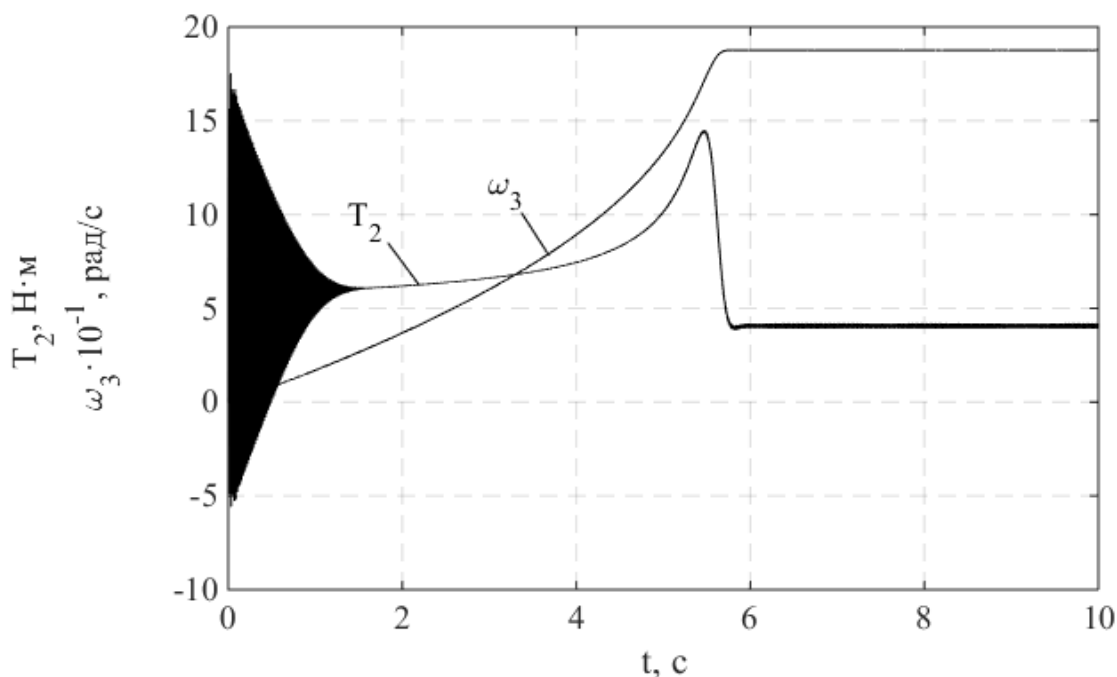


Рис. 3.66. Зміна крутного моменту T_2 – у ланках трансмісії і ω_3 – кутової швидкості веденої маси у трансмісії без ПЕМ

Аналізуючи наведені криві, бачимо, що в момент пуску ЕД крутний момент у ланках трансмісії різко зростає до 17 Н·м, і протягом приблизно 1 с затухає до величини 7 Н·м. У період від 4 до 5,5 с крутний момент зростає до 14 Н·м, що пояснюється подоланням інерційного навантаження при розгоні веденої маси, і швидко зменшується до величини, яка відповідає зведеному моменту опору рухові – 4 Н·м [84].

Електромагнітний момент ЕД при цьому (рис. 3.67) також різко зростає на початковій стадії пуску електродвигуна до 66 Н·м і після 1 с зменшується до величини 15 Н·м. Після цього на 5,5 с спостерігається збільшення моменту до величини 66 Н·м і на 5,8 с бачимо його стабілізацію та вихід на усталений коливальний режим у межах від -6 до 22 Н·м [84].

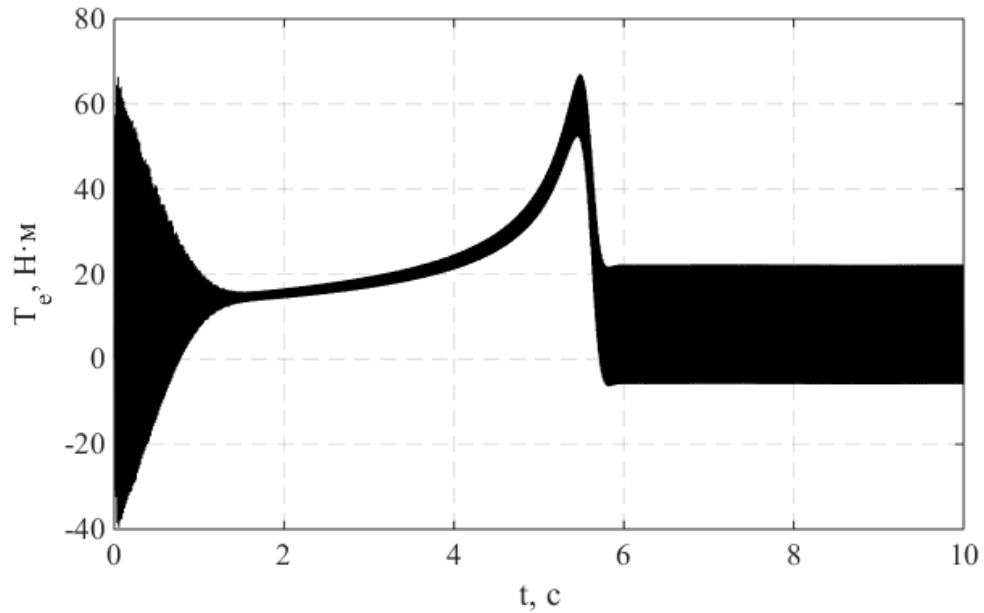


Рис. 3.67. Зміна електромагнітного моменту асинхронного електродвигуна

Аналогічні розрахунки, проведені для електромеханічної трансмісії, оснащеної ПЕМ (рис. 3.68), показали, що максимальний крутний момент у її ланках T_2 в період пуску зменшився до $9 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Час розгону до усталеної швидкості обертання веденої маси дещо зріс (до $6,8 \text{ с}$), а крутний момент, який виникає в ланках трансмісії під час розгону до усталеної швидкості не перевищує $13 \text{ Н}\cdot\text{м}$ [84].

Крутний момент у ланках ПЕМ в період пуску (рис. 3.68) не перевищує $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а його величина при досягненні усталеного руху веденої маси дещо менша за $5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ [84].

Піковий крутний момент у ланці ПЕМ T_1 сягає $22 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3.69), тоді як у трансмісії T_2 – $13 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (див. рис. 3.64), що підтверджує ефективність роботи ПЕМ [84].

Отже, коливальні процеси в електромеханічній трансмісії з ПЕМ протікають більш плавно, а крутний момент у її ланках у початковий момент пуску електродвигуна в $1,9$ рази менший, ніж в аналогічній трансмісії без ПЕМ (див. рис. 3.66 і рис. 3.68) [84].

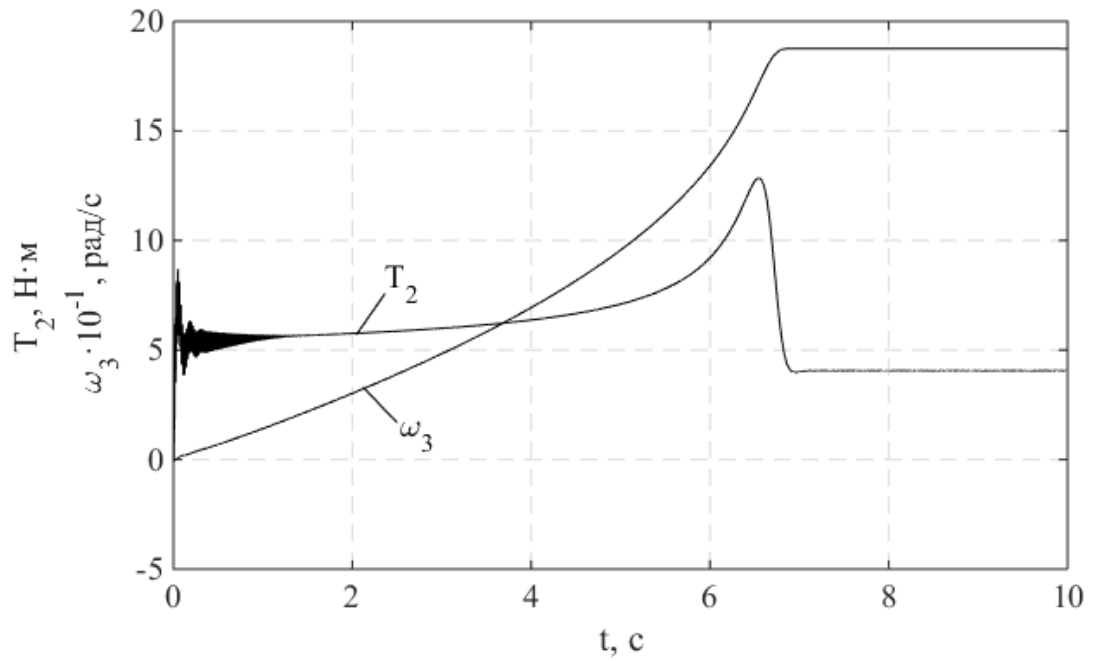


Рис. 3.68. Зміна крутного моменту T_2 – у ланках трансмісії, ω_3 – кутової швидкості веденої маси у трансмісії з ПЕМ

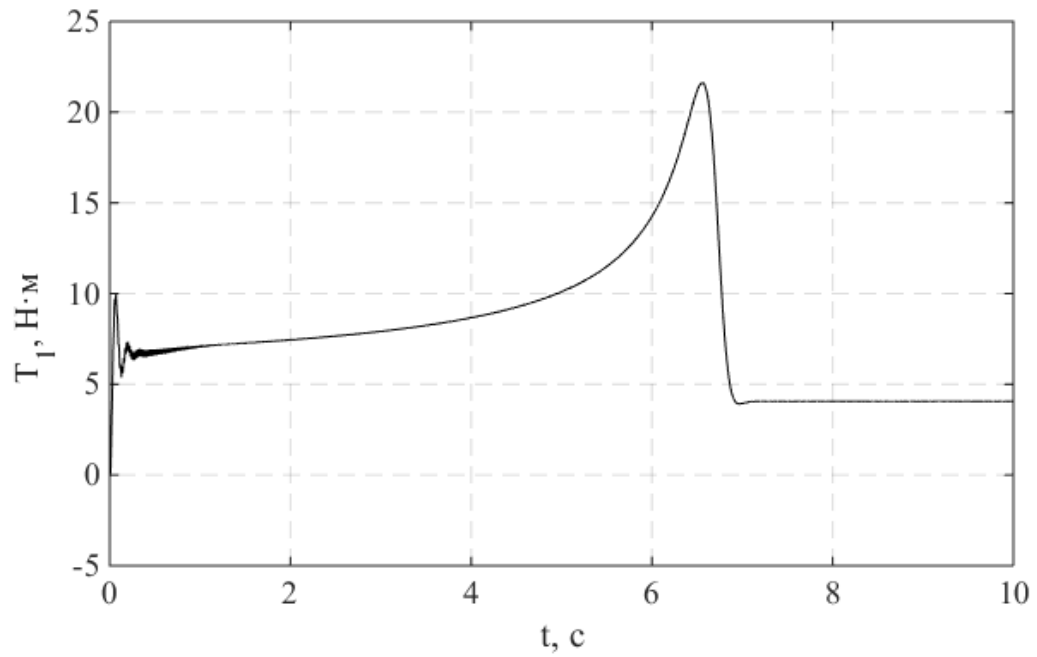


Рис. 3.69. Зміна крутного моменту T_1 у ланці ПЕМ

Отримані результати підтверджують висунуту гіпотезу, що для гібридних трансмісій автомобілів, які характеризуються при русі в міському циклі старт-стоповим режимом роботи, для зменшення навантаження на ланки трансмісії доцільно встановлювати ПЕМ [84].

Висновки до 3-го розділу

1. Розроблено динамічні, математичні та симуляційні моделі приводу автомобіля з ДММ для дослідження коливальних процесів у трансмісії під час роботи двигуна на холостому ході, рушанні автомобіля з місця, приводі з гібридною силовою установкою.

2. Досліджено вплив конструктивних параметрів ДММ на навантаженість його ланок і ланок трансмісії при роботі ДВЗ на холостому ході. Показано, що зменшення моменту інерції вторинної маси ДММ, за інших однакових параметрів системи, приводить до зменшення напружень у пружних ланках ДММ і трансмісії. Збільшення кількості обертів ДВЗ, за інших однакових параметрів системи, приводить збільшення амплітуд моментів у всіх ланках трансмісії, відносного кута повороту мас ДММ та напружень у малій та великій пружинах.

3. У період рушання з місця і розгону автомобіля максимальні навантаження на ланки трансмісії і ДММ виникають на початку процесу, в подальшому вони стабілізуються і мають яскраво виражений коливальний характер. Збільшення коефіцієнта розсіювання енергії в ДММ приводить до зменшення крутних моментів у ланках приводу в початковий момент часу, швидкого затухання коливань, а напруження у витках пружин не перевищують допустимих значень. Навантаженість пружних ланок ДММ і приводу при виході на усталений режим зростає.

4. У ДММ з пружинами різної жорсткості (з'єднаних послідовно м'яких і жорстких пружин) найслабшими з точки зору втомного руйнування є пружини малої

жорсткості, оскільки піддаються циклічному навантаженню в усьому діапазоні відносного кута повороту мас ДММ. Для підвищення довговічності пружних елементів ДММ доцільно блокувати відносне повертання первинної і вторинної мас ДММ при русі автомобіля з усталеною або незначною зміною швидкості.

5. Розроблена конструкція, структурна схема системи керування і алгоритм керування роботою адаптивного ДММ, що реалізують концепцію зменшення циклічного навантаження на пружні елементи ДММ і підвищення їхнього ресурсу.

6. Досліджено коливальні процеси у приводі гібридного автомобіля з комбінованою силовою установкою і ДММ у період розгону і паралельної роботи ДВЗ та ЕД. Показано, що для зменшення навантаження на елементи електромеханічної частини трансмісії достатньо оснастити її пружно-дисипативною муфтою з підвищеним коефіцієнтом розсіювання енергії коливань.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДММ ТА КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РОБОТІ ДВЗ НА ХОЛОСТОМУ ХОДІ

Для експериментального дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля з ДММ було обрано режим роботи ДВЗ на холостому ході, оскільки цей режим є одним з таких, що найбільше навантажує пружно-демпфувальну систему ДММ. З цією метою на кафедрі експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка», автором було розроблено експериментальну установку для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході, а також експериментальну установку для визначення пружної характеристики ДММ з метою закладення реальних параметрів в симуляційну модель при моделюванні коливних процесів у трансмісії автомобіля.

Метою проведення експериментальних досліджень було підтвердження адекватності розробленої симуляційної моделі реальним процесам у приводі автомобіля з ДММ при роботі ДВЗ на холостому ході.

4.1. Експериментальне визначення пружної характеристики ДММ

Експериментальна установка для визначення пружної характеристики ДММ (рис. 4.1) складається з електронного кутоміра, динамометра, важеля, ДММ, корпусу та лебідки.

Для проведення досліджень по визначенню пружної характеристики використовувався ДММ 4 фірми Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами від автомобіля Volkswagen Caddy 2006 року випуску, об'ємом двигуна 1,9 л TDI (Turbodiesel Direct Injection) BLS (див. рис. 4.1), динамометр ДПУ-0.2-2 2 з максимальним допустимим навантаженням 1961 Н та ціною поділки 19,6 Н,

електронний кутомір 1. Вторинна маса ДММ закріплювалася нерухомо на корпусі 5, а до первинної маси з допомогою важеля 3 прикладалося зусилля натягу лебідкою 6 до 50° з періодичністю в 5° .

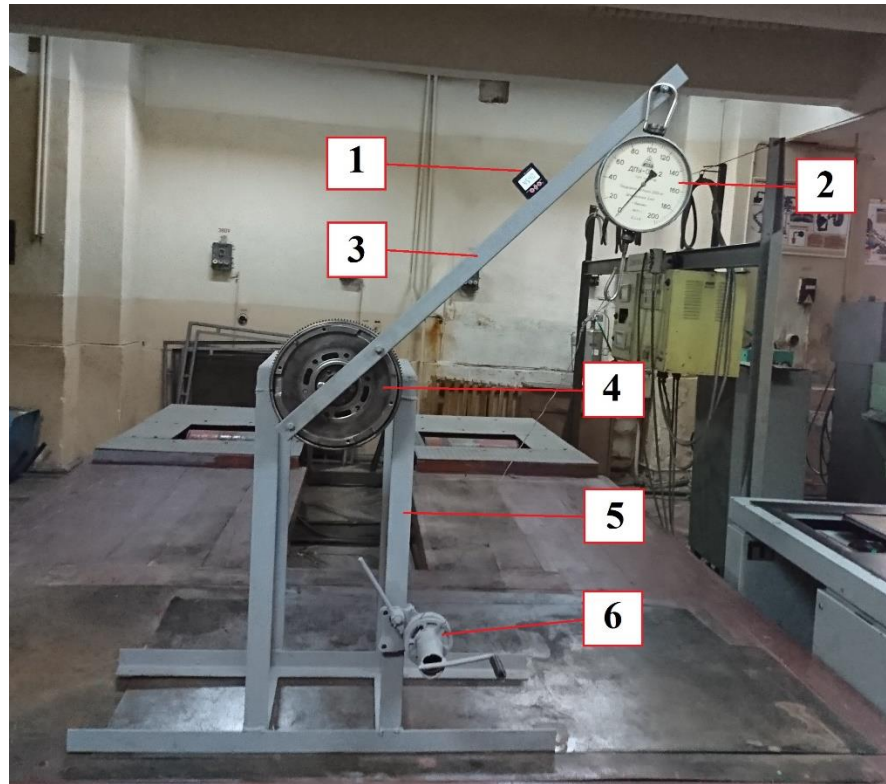


Рис. 4.1. Експериментальна установка для визначення пружної характеристики ДММ
1 – електронний кутомір; 2 – динамометр ДПУ-0.2-2; 3 – важіль; 4 – ДММ Sachs; 5 – корпус; 6 – лебідка

Результати випробувань зображені на рис. 4.2.

Як видно з рисунка отримана характеристика прогресивна, нелінійна, симетрична, що свідчить про однакові пружні властивості обох пружин, вільний хід ДММ при цьому складає 12° . Однак за амплітуди відносного зміщення первинної і вторинної мас ДММ у межах 40° пружну характеристику маховика можна вважати лінійною [93].

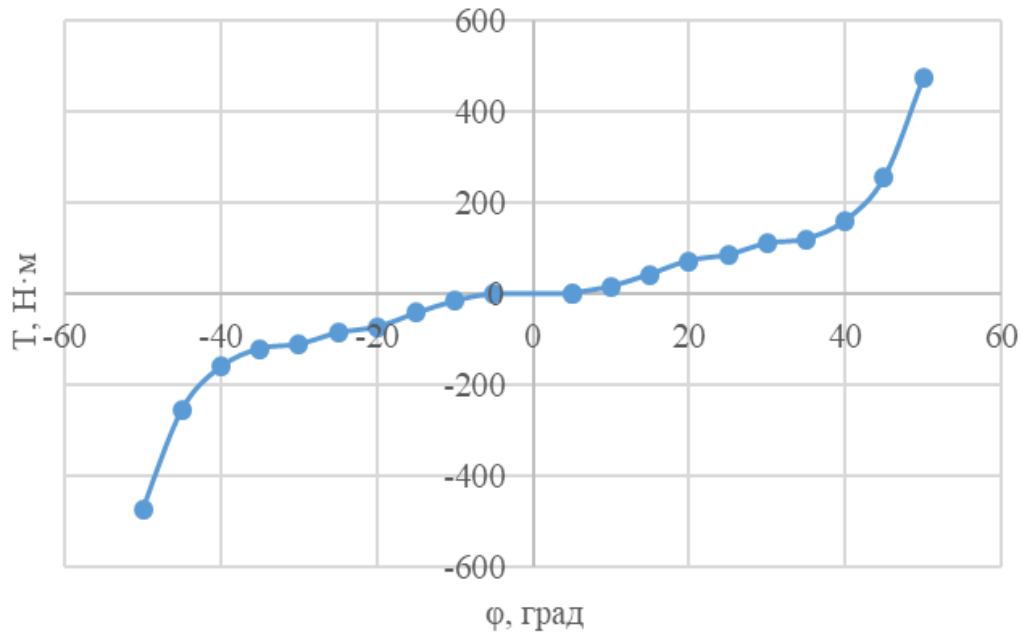


Рис. 4.2. Пружна характеристика ДММ фірми Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами

Отримані дані були закладені в симуляційну модель реалізовану в MatLab Simulink при моделюванні коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ у розділах 3.1, 3.2, 3.3, 3.5, 3.6.

4.2. Порівняльний аналіз результатів симулювання і експериментальних досліджень на предмет адекватності результатів роботи симуляційних моделей

Експериментальна установка для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході розроблена з метою підтвердження адекватності математичної та симуляційної моделей при моделюванні коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ і роботи ДВЗ на холостому ході з використанням програмного продукту MatLab Simulink.

4.2.1. Опис експериментальної установки та методики аналізу і опрацювання результатів. Експериментальна установка для дослідження

коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході (рис. 4.3) складається з дизельного двигуна 1 від автомобіля Volkswagen Golf 1, ДММ Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами та комплектом зчеплення 2, вала 5, який імітує первинний вал КП з наклеєними тензорезисторами та встановленого на два самоцентрувальні підшипники 4, дисків для зміни моменту інерції зведених мас автомобіля 6, струмознімача 7, магазину опорів 8, вимірювального підсилювача 9, джерела постійної напруги 10, аналого-цифрового перетворювача 11 NI USB-6009 та ноутбука 12.

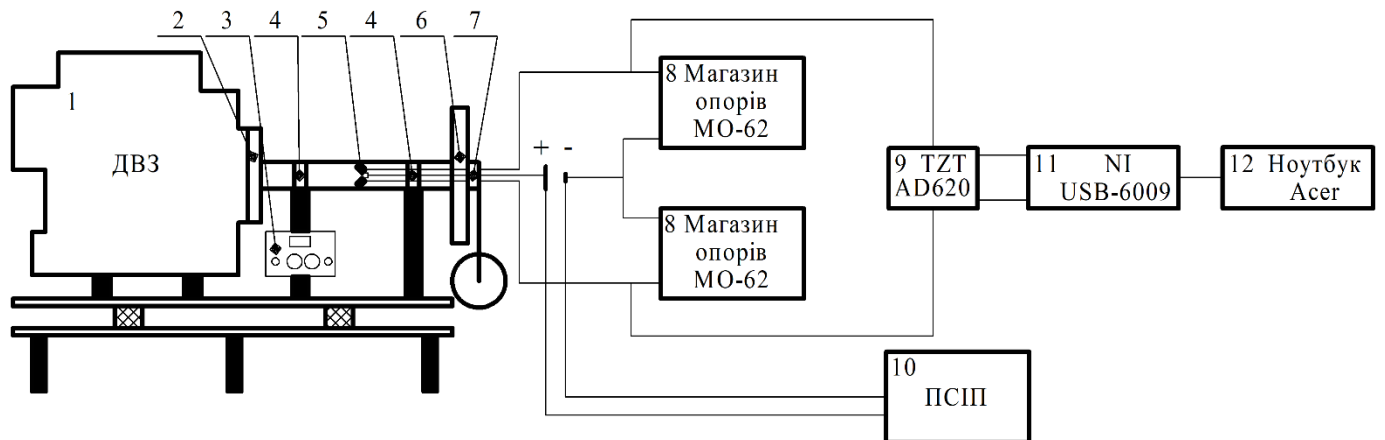


Рис. 4.3. Схема експериментальної установки для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході: 1 – дизельний двигун автомобіля VW Golf 1; 2 – ДММ Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами та комплектом зчеплення; 3 – пульт керування експериментальною установкою; 4 – самоцентрувальні підшипники; 5 – вал з наклеєними тензорезисторами; 6 – маховики для зміни моменту інерції зведених мас автомобіля; 7 – струмознімач Senring H2056-0610; 8 – магазин опорів (реалізований на мості постійного струму MO-62); 9 – інструментальний підсилювач TZT AD620; 10 – джерело постійної напруги ПСІП; 11 – National Instruments USB-6009; 12 – ноутбук Acer Aspire 5750 G з програмним забезпеченням National Instruments LabVIEW

Для вимірювання крутного моменту на валі наклеєно два тензосенсори, з'єднані за півмостовою схемою, кожен з тензосенсорів через струмознімач Sentring H2056-0610 під'єднаний до еталонного магазину опорів реалізованого на мості постійного струму MO-62, а далі до вимірювального підсилювача TZT AD620, АЦП NI USB-6009 та ноутбука Acer Aspire 5750 G з програмним продуктом LabVIEW [94].

В якості об'єкта досліджень було обрано двигун від автомобіля Volkswagen Golf 1 (рис. 4.4), технічні характеристики якого наведено в табл. 4.1., ДММ Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами та комплектом зчеплення, вал діаметром 18 мм, що імітує первинний вала КП, який встановлено на два самоцентрувальні підшипники, на одному кінці вала передбачена можливість встановлення металевих дисків для зміни моменту інерції зведених мас автомобіля.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики двигуна автомобіля Volkswagen Golf 1

Показник	Значення
1	2
Тип двигуна	4-циліндровий, рядний
Марка палива	дизельне
К-сть клапанів на циліндр, шт.	2
Потужність, кВт/об/хв	39,7/4800
Крутний момент, Н·м/об/хв	100/2000
Максимальна швидкість, км/год	143
Час розгону до 100 км/год, сек	16,8
Розхід палива (змішаний цикл), л/100 км	6,7
Система живлення	непряме впорскування
Система газорозподілення	ohc

1	2
Діаметр циліндра, мм	76,5
Хід поршня, мм	86,4
Ступінь стиску	23,5
Тип приводу	задній
Коробка передач/к-сть передач	МКП/4

4.3. Прилади та обладнання для проведення експериментальних досліджень

У відповідності з поставленими в дисертаційній роботі завданнями, для експериментального дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході було підібрано комплекс відповідного обладнання, основні технічні характеристики якого представлено нижче.

Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході з комплексом реєстраційно-вимірювального обладнання зображено на рис. 4.4.

На початковому етапі для вимірювання крутного моменту на валі діаметром 18 мм, що імітує первинний вал КП використовувались два тензосенсори типу 2ПКБ-10-200Б, з'єднані за півмостовою схемою (рис. 4.5), а їх поздовжні осі були розміщені під кутом 45° до осі вала, тобто в напрямку дії головних деформацій. Опір кожного з тензосенсорів складає 200 Ом. В якості з'єднувальних проводів використовувалися мідні дроти січенням $0,5 \text{ мм}^2$ [96, 126].

Для передачі сигналу від тензосенсорів, розміщених на обертовому валі, використовувався струмознімач компанії Senring, модель H2056-0610 (рис. 4.6) з шістьма каналами для передачі інформації, можливістю передавати струм до 10 А та

максимально можливою кількістю обертів до 1500 об/хв. Струмознімач призначений для вала діаметром 20 мм та представляє собою ротор (рухома частина, яка обертається з валом) і статор (не рухома частина струмознімача).

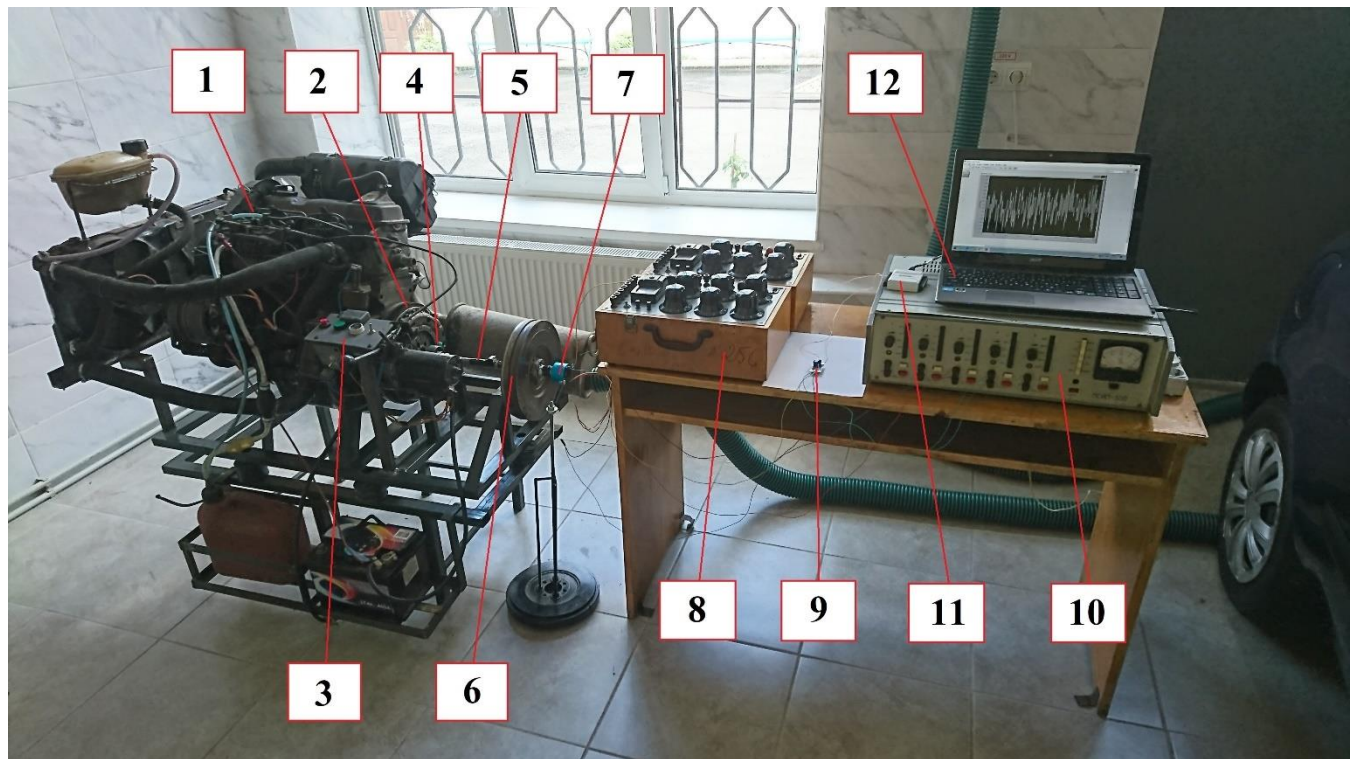


Рис. 4.4. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході: 1 – дизельний двигун автомобіля VW Golf 1; 2 – ДММ Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами та комплектом зчеплення; 3 – панель керування експериментальною установкою; 4 – самоцентрувальні підшипники; 5 – вал з наклеєними тензорезисторами; 6 – маховики для зміни моменту інерції зведених мас автомобіля; 7 – струмознімач Senring H2056-0610; 8 – магазин опорів (реалізований на мості постійного струму MO-62); 9 – інструментальний підсилювач TZT AD620; 10 – джерело постійної напруги ПСП; 11 – National Instruments USB-6009; 12 – ноутбук Acer Aspire 5750 G з програмним забезпеченням National Instruments LabVIEW

Після посадки струмознімача ротором на вал, вони фіксуються двома штифтами, а статор закріплюється нерухомо.

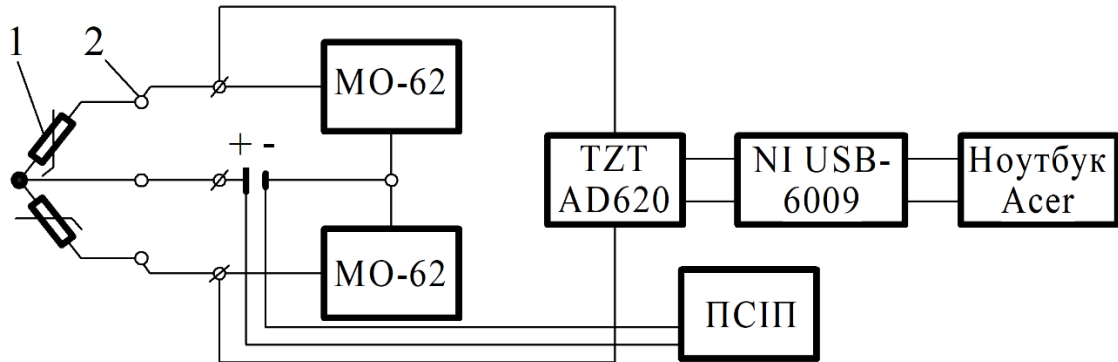


Рис. 4.5. Електрична схема експериментальної установки для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході: 1 – тензосенсор; 2 – струмознімач Senring, модель H2056-0610

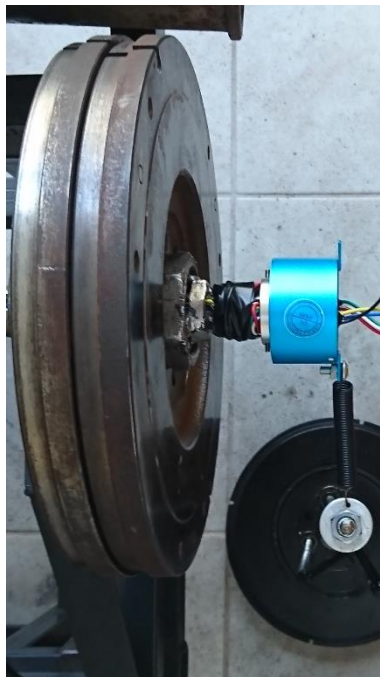


Рис. 4.6. Шестиканальний струмознімач Senring, модель H2056-0610

Для балансування тензомоста використовувались два магазини опорів реалізовані на мості постійного струму MO-62 (див. рис. 4.5).

Живлення тензомоста та підсилювача реалізованого на мікросхемі TZT AD620 здійснювалося від джерела постійної напруги ПСПП (див. рис. 4.4).

Для підсилення сигналу, що надходить від тензосенсорів використовувався вимірювальний підсилювач у вигляді мікросхеми TZT AD620 (рис. 4.7), основні технічні характеристики якої наведені в табл. 4.2. Регулювання коефіцієнта підсилення та виставлення нульового значення здійснювалося за допомогою двох потенціометрів, розміщених на мікросхемі.

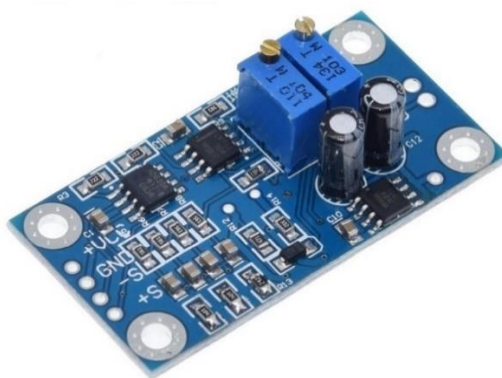


Рис. 4.7. Вимірювальний підсилювач реалізований на мікросхемі TZT AD620

Таблиця 4.2

Технічні характеристики вимірювального підсилювача AD620

Максимальний діапазон вихідної напруги	± 10 В
Вхідна напруга	3-12 В (постійний струм)
Коефіцієнт підсилення	1,5-1000 разів (регульований)
Вага	4 г
Зміщена напруга	50 мкВ
Коефіцієнт відхилення в звичайному режимі	100 дБ

Підсилений сигнал від тензосенсорів через вимірювальний підсилювач TZT AD 620 опрацьовувався з допомогою приладу компанії National Instruments, модель USB-6009 (рис. 4.8), блок-схема якого наведена на (рис. 4.9), а основні технічні характеристики подано в табл. 4.3. Реєстрація сигналу відбувалася на ноутбучі Acer Aspire 5750 G з послідуною обробкою за допомогою програмного продукту National Instruments LabVIEW.



Рис. 4.8. Зовнішній вигляд приладу NI USB-6009

Таблиця 4.3

Технічні характеристики National Instruments USB-6009

Розширення при аналоговому вводі	14 біт (диференціальне під'єднання) 13 біт (під'єднання з загальним проводом)
Максимальна частота дискретизації, один канал	48 кГц
Максимальна частота дискретизації, декілька каналів (сумарна)	42 кГц
Конфігурація цифрового введення/виведення	Відкритий колектор або активне керування

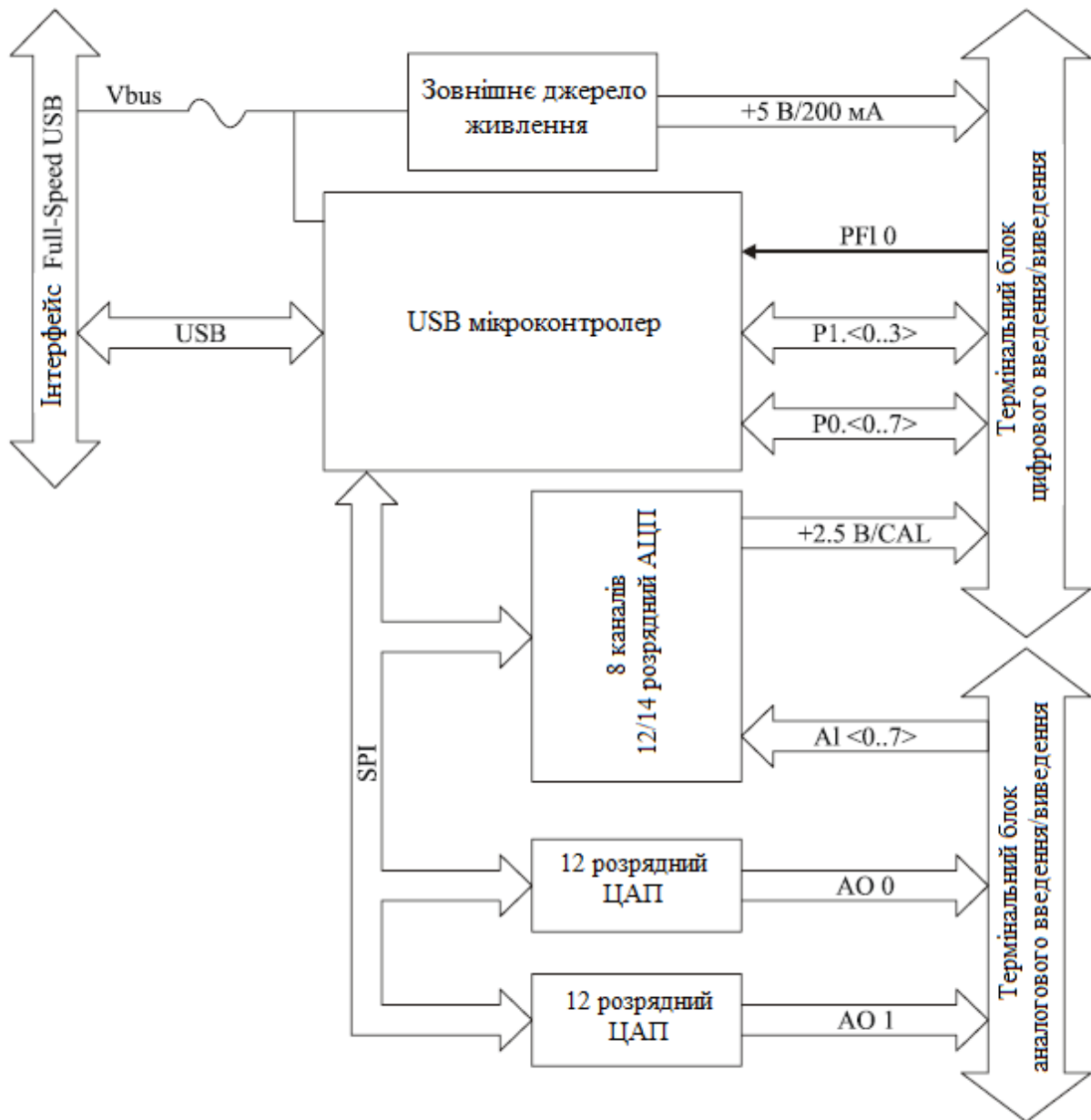


Рис. 4.9. Блок-схема приладу NI USB-6009

Для вимірювання кількості обертів колінчастого вала використовувався цифровий тахометр-вольтметр AYRO для дизельних двигунів, розміщений на панелі керування експериментальною установкою (див. рис. 4.4), що працює в парі з генератором компанії Bosch. Діапазон вимірювання від 10 до 10000 об/хв та похибкою 10 об/хв. Перед встановленням вимірюється діаметр шківів колінчастого вала і генератора та розраховується їх співвідношення. До тахометра-вольтметра

приєднується три проводи: провід зі смугою +12 В, чорний провід – мінус (маса), довгий провід з клемою підключається до контакту генератора (вивід фази обмотки статора).

4.4. Результати експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля при роботі дизельного двигуна автомобіля VW Golf 1 на холостому ході проводились на експериментальній установці (рис. 4.4), частота обертання колінчастого вала при виході на усталений режим холостого ходу складала 850 об/хв, зчеплення замкнуте, момент інерції зведених мас автомобіля, що задається двома маховиками встановленими на кінці вала, який імітує первинний вал КП становить $0,016 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. На рис. 4.10 зображено фрагмент осцилограми, що відповідає запуску двигуна, його роботі на усталеній частоті обертання колінчастого вала (850 об/хв) та його зупинці. Частота дискретизації вимірювань становить 111 за 1 секунду, час опитування 14 секунд.

Як видно з рис. 4.10. в момент запуску ДВЗ крутний момент має нерівномірний коливний характер, а його амплітуда змінюється в широких межах від +78 до -42 Н·м. Після 5 с амплітуда крутного моменту зменшується і змінюється в межах від +28 до -38 Н·м, що відповідає усталеній частоті обертання холостого ходу (850 об/хв). На 12,2 с було виконано зупинку двигуна, яка тривала до 13,5 с, крутний момент при цьому змінювався в діапазоні від +38 до -62 Н·м. З осцилограми вимірювання крутного моменту у приводі автомобіля при роботі дизельного двигуна автомобіля VW Golf 1 на холостому ході (див. рис. 4.10) чітко видно, що найбільшого динамічного навантаження ланки КП зазнають в процесі запуску двигуна та його зупинки.

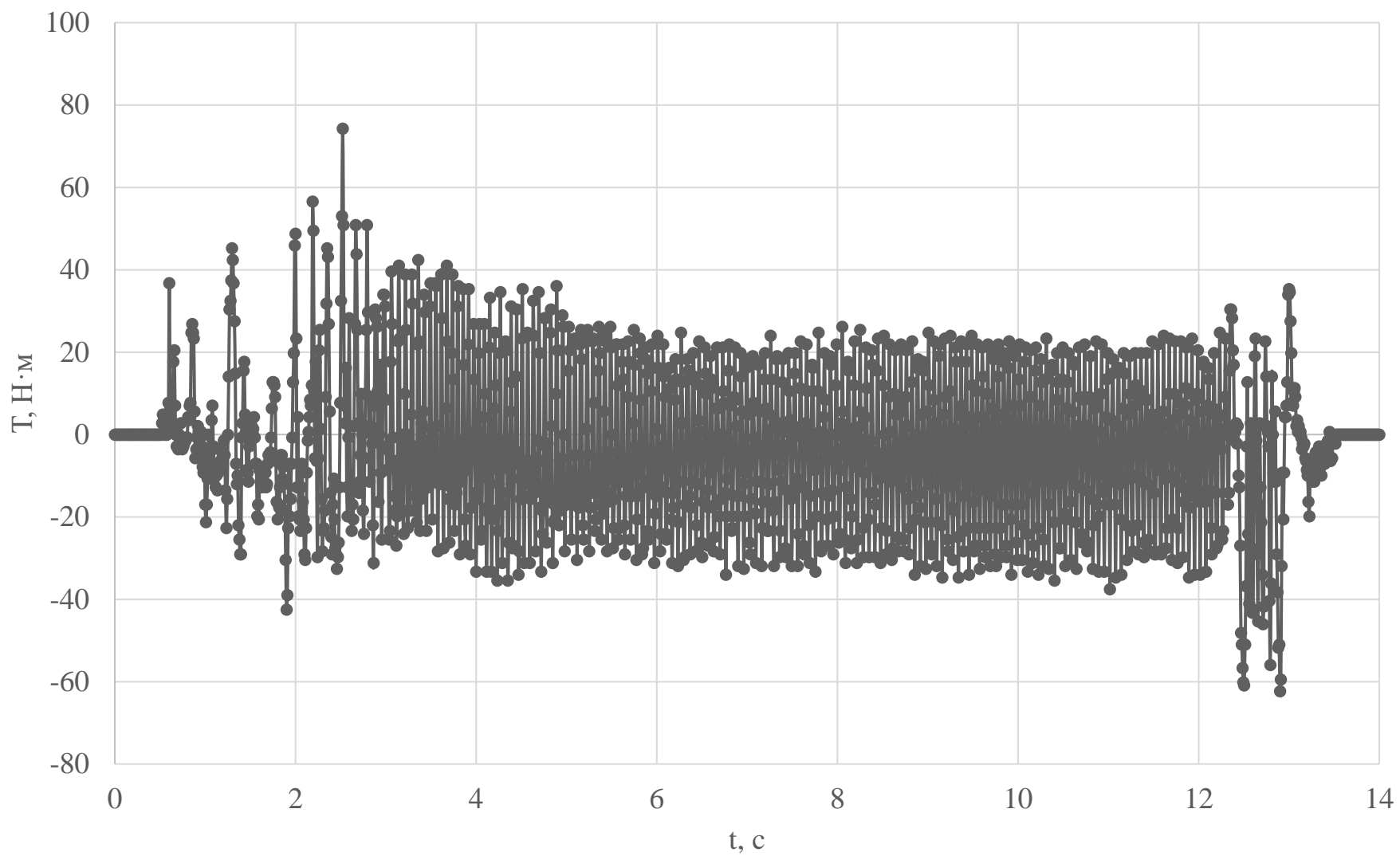


Рис. 4.10. Фрагмент осцилограми зміни крутного моменту у валі експериментальної установки на таких режимах роботи ДВЗ автомобіля VW Golf 1: пуск, усталений режим холостого ходу та зупинка

4.5. Перевірка відтворюваності експериментальних досліджень

Перевірка відтворюваності отриманих результатів проведених експериментів проводилася по відомій методиці [70, 105]. Оскільки всі досліди мають однакову повторюваність, то для перевірки відтворюваності дослідів було проведено оцінювання за критерієм Кохрена (G-критерій) на відповідність умові:

$$G_p \leq G_T, \quad (4.1)$$

де G_T – табличне значення критерію Кохрена, що визначається для степенів свободи $f_1 = m - 1 = 111 - 1 = 110$, $f_2 = N = 10$ і рівня значимості q (в технічних розрахунках приймають 5% рівень значимості $q = 0,05$);

G_p – розрахункове значення критерію Кохрена.

Розрахункове значення критерію Кохрена визначали за формулою:

$$G_p = \frac{S_{n \max}^2}{\sum_{n=1}^N S_{ni}^2}, \quad (4.2)$$

де $S_{n \max}^2$ – максимальне значення порядкової дисперсії у дослідях;

S_{ni}^2 – порядкова дисперсія, яка визначається за формулою:

$$S_{ni}^2 = \frac{\sum_{n=1}^N (y_i - y_c)^2}{m - 1}, \quad (4.3)$$

де y_c – середнє арифметичне значення функції відгуку, яке визначається за формулою:

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^m y_i}{m}, \quad (4.4)$$

де m – кількість дослідів, що повторюються (повторюваність дослідів).

Розрахунки за формулами (4.2) – (4.4) проводились у програмі Microsoft Excel (Додаток Г). Оскільки табличне значення критерію Кохрена $G_T \approx 0,141$ [106] більше, ніж розраховане за формулою (4.2) $G_p = 0,114$, то відтворюваність результатів експерименту є достатньою.

4.6. Перевірка адекватності симуляційної моделі

Для перевірки адекватності роботи симуляційної моделі, реалізованої в MatLab Simulink (див. розділ 3.1.2), з отриманими результатами роботи експериментальної установки при вимірюванні крутного моменту на усталеному режимі холостого ходу (див. розділ 4.4) проводилось оцінювання за критерієм Фішера (F-критерій) [70, 95, 104] на предмет виконання умови:

$$F_p \leq F_T, \quad (4.5)$$

де F_T – табличне значення критерію Фішера, що визначається для степенів свободи $df_1 = n_1 - 1 = 109 - 1 = 108$, $df_2 = n_2 - 1 = 111 - 1 = 110$ і рівня значимості p (в технічних розрахунках приймають 5% рівень значимості $p = 0,05$);

F_p – розрахункове значення критерію Фішера.

Розрахункове значення критерію Фішера визначали з виразу:

$$F_p = \frac{S_x^2}{S_y^2}, \quad (4.6)$$

де S_x^2 , S_y^2 – відношення дисперсій двох вибірок, які визначаються за формулою:

$$S_x^2 = \left(\frac{1}{n_1} \right) \cdot \sum (x_i - \bar{x})^2, \quad (4.7)$$

$$S_y^2 = \left(\frac{1}{n_2} \right) \cdot \sum (y_i - \bar{y})^2, \quad (4.8)$$

де x_i , y_i – значення параметра в i -му досліді i -ї точки, відповідно симуляційного моделювання та експериментального дослідження;

\bar{x} , \bar{y} – середнє значення параметра, відповідно симуляційного моделювання та експериментального дослідження.

Симулювання коливальних процесів у приводі автомобіля на усталеному режимі холостого ходу двигуна автомобіля VW Golf 1 проводилось відповідно до симуляційної моделі (див. розділ 3.1.2, рис. 3.4) при параметрах, що відповідають експериментальній установці: $T_{\partial o}=80$ Н·м; $T_o=60$ Н·м; $\omega=90$ с⁻¹; $\alpha=0$; $J_1=0,008$ кг·м²; $J_3=0,008$ кг·м²; $\beta_1=25$ Н·с·м; $\beta_2=0,12$ Н·с·м; $c_1=330$ Н·м/рад; $c_2=4337$ Н·м/рад.

Результати роботи симуляційної моделі та результати, отримані на експериментальній установці, подані на рис. 4.11 та рис. 4.12 відповідно.

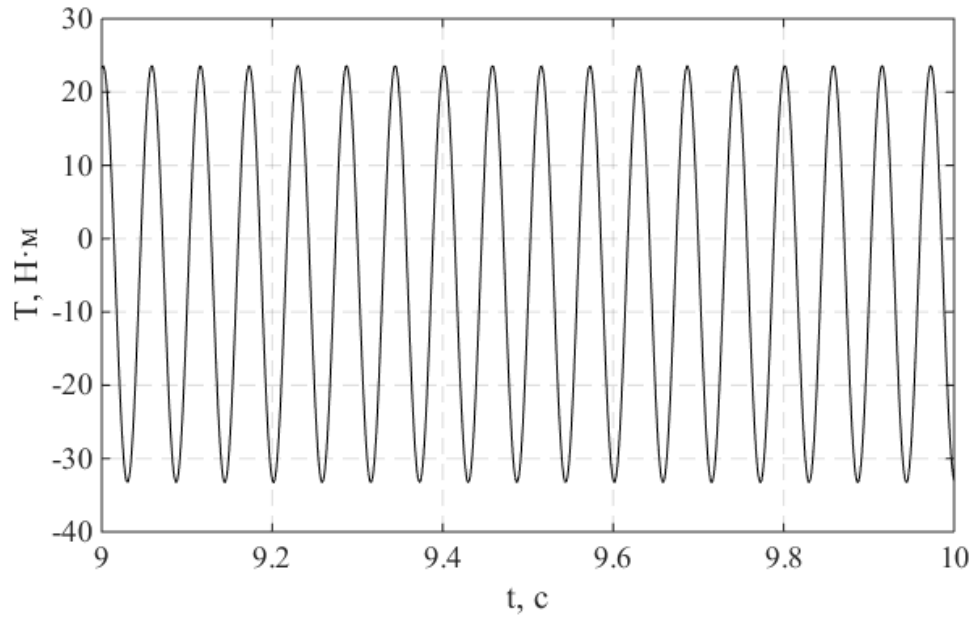


Рис. 4.11. Зміна крутного моменту у валі експериментальної установки на усталеному режимі холостого ходу двигуна автомобіля VW Golf 1 в діапазоні від 9 до 10 с, отриманий симулюванням у середовищі MatLab Simulink

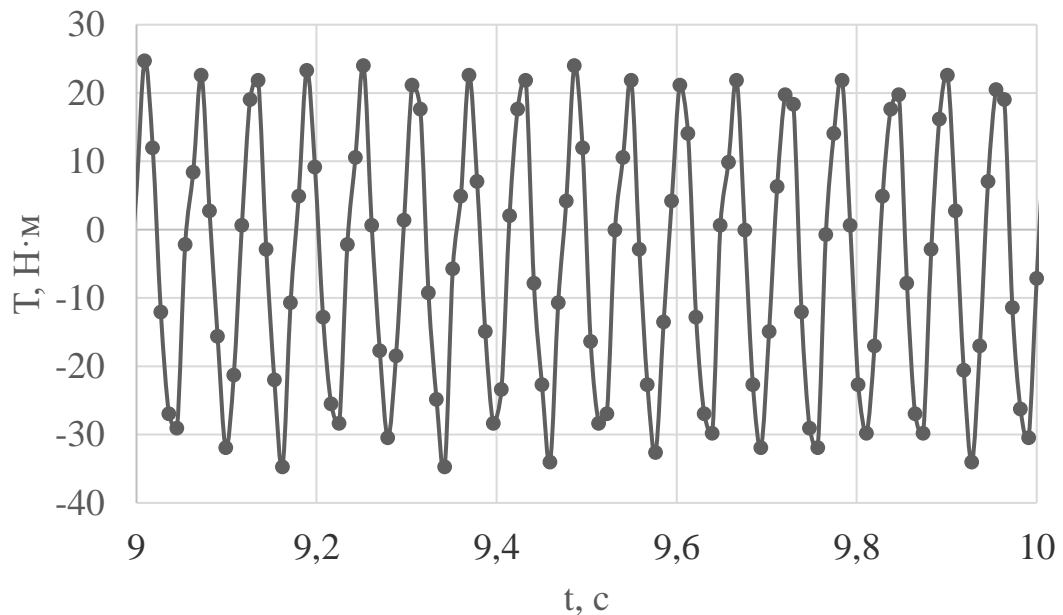


Рис. 4.12. Фрагмент осцилограми зміни крутного моменту у валі експериментальної установки на усталеному режимі холостого ходу ДВЗ автомобіля VW Golf 1 у діапазоні від 9 до 10 с

Розрахунки за формулами (4.6) – (4.8) проводились у програмі Microsoft Excel (Додаток Д). Оскільки табличне значення критерію Фішера $F_T \approx 1,27$ [70] більше, ніж розраховане за формулою (4.6) $F_p = 0,16$, то адекватність розробленої симуляційної моделі підтверджена.

Висновки до 4-го розділу

1. Розроблено експериментальну установку для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля при роботі дизельного двигуна автомобіля VW Golf 1 на холостому ході та експериментальну установку з визначення пружної характеристики ДММ.

2. Експериментально визначена пружна характеристика ДММ фірми Sachs паралельної структури з двома концентрично встановленими пружинами (великої і малої) різної жорсткості на колі однакового радіуса.

3. Провівши на експериментальній установці серію з десяти досліджень роботи приводу на холостому ході, встановлено, що найбільші динамічні навантаження у ланках приводу, а отже, і в пружних ланках ДММ, виникають у момент пуску та зупинки ДВЗ. В момент пуску та зупинки ДВЗ крутний момент змінюється в широких межах від +78 до -42 Н·м та від +38 до -62 Н·м відповідно.

4. Проведено перевірку відтворюваності експериментальних досліджень при роботі ДВЗ автомобіля VW Golf 1 на усталеному холостому ході за критерієм Кохрена (G-критерій) та перевірку адекватності розробленої симуляційної моделі за критерієм Фішера (F-критерій), при заданому рівні значимості 5%.

5. Відтворюваність експериментальних досліджень і адекватність результатів роботи симуляційної моделі реальним процесам у приводі експериментальної установки з ДММ підтверджені.

ВИСНОВКИ

У дисертації розв'язана актуальна науково-прикладна задача – покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком за рахунок збільшення ресурсу роботи пружно-дисипативних елементів ДММ.

Підсумовуючи результати проведеного дослідження, можна зробити такі висновки:

1. У результаті аналізу конструктивних особливостей ДММ і статистичного аналізу зібраних даних про пробіги до настання несправностей ДММ, запропоновано класифікацію причин виходу з ладу ДММ і встановлено їхній вплив на експлуатаційні властивості трансмісії автомобіля. З'ясовано, що основною причиною виходу з ладу ДММ, в переважній більшості випадків, є втомне руйнування пружинних елементів ДММ у результаті сприйняття ними постійних циклічних навантажень. Обґрунтовано потребу в дослідженні коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ на різних режимах ДВЗ і руху автомобіля.

2. На основі узагальнених динамічних моделей приводу автомобіля розроблені математичні й симуляційні моделі у середовищі MatLab Simulink коливальних процесів у трансмісії, оснащених ДММ, з урахуванням пружно-дисипативних властивостей і зміни структури приводу на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля.

3. Досліджено вплив конструктивних параметрів трансмісії і ДММ на навантаженість їхніх ланок на режимах холостого ходу, рушання з місця та розгону автомобіля. На прикладі приводу автомобіля категорії М1 класу Volkswagen Caddy показано, що, за інших незмінних параметрах приводу, зменшення моменту інерції вторинної маси ДММ і збільшення коефіцієнта розсіювання енергії коливань у ДММ приводить до зменшення динамічних навантажень на ланки трансмісії.

4. Встановлено, що головною причиною руйнування пружно-дисипативної системи ДММ, а отже, і втрати працездатності трансмісії, є втомне руйнування пружних ланок ДММ, викликане їх циклічним навантаженням на перехідних і усталеному рухах автомобіля через постійне відносне провертання первинної і вторинної мас ДММ.

5. Для покращання експлуатаційних властивостей трансмісії розроблена конструкція, структурна схема системи керування і алгоритм керування роботою адаптивного ДММ, що реалізують концепцію зменшення циклічного навантаження на пружні елементи ДММ і підвищення їхнього ресурсу.

6. Розроблено динамічну, математичну й симуляційну моделі у середовищі MatLab Simulink приводу гібридного автомобіля з гібридною силовою установкою і ДММ у період розгону з урахуванням пружно-дисипативних властивостей елементів трансмісії та паралельної роботи електричного двигуна і ДВЗ. Показано, що для зменшення навантаження на елементи електромеханічної частини трансмісії у період розгону і паралельної роботи ДВЗ та ЕД достатньо оснастити її пружно-дисипативною муфтою з підвищеним коефіцієнтом розсіювання енергії коливань.

7. На створеній експериментальній установці проведено перевірку відтворюваності експериментальних досліджень при роботі ДВЗ автомобіля VW Golf 1 на усталеному холостому ході за критерієм Кохрена та перевірку адекватності розробленої симуляційної моделі за критерієм Фішера. Відтворюваність експериментальних досліджень і адекватність результатів роботи симуляційної моделі реальним процесам у приводі експериментальної установки з ДММ підтверджені.

8. Результати дисертаційної роботи прийняті до впровадження на підприємствах ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна», м. Київ та ТЗОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів, а також впроваджено у навчальний процес кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки»

Національного університету «Львівська політехніка» при підготовці фахівців на першому (бакалаврському) та другому (магістерському) рівнях вищої освіти, спеціальності 274 «Автомобільний транспорт», що підтверджено відповідними актами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Albers A. Advanced Development of Dual Mass Flywheel (DMFW) Design-Noise Control for Today's Automobiles / A. Albers // LuK Clutch Symposium. – 2006. – P. 5-42.
2. Baran P. Comparison of dynamic properties of dual mass flywheel / P. Baran, R. Grega // Diagnostyka. – Olsztyn, 2015. – Vol. 16, No. 1, P. 29-33.
3. Bighal P. High Efficiency Heavy Duty Truck Engine [Solid and Fluid Mechanics Department of Applied Mechanics, Division of Dynamics]. *Master's thesis*. Gothenburg: Chalmers University of Technology, Sweden, 2012. – 36 p.
4. Bourgois G. Dual Mass Flywheel for Torsional Vibrations Damping [Department of Applied Mechanics]. *Master's thesis*. Gothenburg: Chalmers University of Technology, Sweden, 2016. – 104 p.
5. Bucha J. Dynamic Simulation of Dual Mass Flywheel / J. Bucha, J. Danko, J. Milesich at al. // Proceedings of the International Conference of Experimental and Numerical Investigations and New Technologies. – Zlatibor, July, 2019. – P. 375-392, https://doi.org/10.1007/978-3-030-30853-7_22.
6. Chen L. Analysis Method of Structural Sensitivity of Dual Mass Flywheel and Power Transmission / L. Chen, H. Zhong, X. Luo, R. Zeng // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 392, P. 1-10, doi:10.1088/1757-899X/392/6/062034.
7. Chen L. Matching Model of Dual Mass Flywheel and Power Transmission Based on the Structural Sensitivity Analysis Method / L. Chen, X. Zhang, Z. Yan, R. Zeng // Journal Symmetry. – 2019. – 11(2), 29 p., doi:10.3390/sym11020187.
8. Chen L. Modeling and Experimental Study on Dynamic Characteristics of Dual-Mass Flywheel Torsional Damper / L. Chen, W. Shi, Z. Chen // Shock and Vibration. – 2019. – P. 1-13, <https://doi.org/10.1155/2019/5808279>.

9. Chen L. Nonlinear dynamical model of an automotive dual mass flywheel / L. Chen, R. Zeng, Z. Jiang // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2015. – Vol. 7, No. 6, 11 p., DOI: 10.1177/1687814015589533.
10. Dighole D. Design and Development of Dual Mass Flywheel for Improving Energy Storage Capability / D. Dighole, R. Shelke, S. Shelke // *International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR)*. – July, 2015. – Vol. 4, No. 7, P. 2359-2364.
11. Doifode A. Development of flywheel using spring mass system / A. Doifode, R. Gadale, V. Motewar et al. // *International journal of advanced research and innovative ideas in education*. – India, 2017. – Vol. 3, No. 3, P. 2180-2184.
12. Fidlin A. DMF simulation techniques – Finding the needle in the haystack / A. Fidlin, R. Seebacher // *LuK SYMPOSIUM*. – 2006. – P. 55-71.
13. Galvagno E. Experimental analysis and modeling of transmission torsional vibrations / E. Galvagno, G. R. Guercioni, M. Velardocchia // *Recent Researches in Mechanical and Transportation Systems*. – Solerno, June 27-29, 2015. – P. 227-233, ISBN: 978-1-61804-316-0.
14. Galvagno E. Test Bench Characterisation and Frequency Domain Torsional Model Validation of Transmission Systems and Components / E. Galvagno, A. Tota, M. Velardocchia, A. Vigliani // *TrC-IFTtoMM Symposium on Theory of Machines and Mechanisms*. – Izmir, June 14-17, 2015. – P. 1-9.
15. Govinda A. Design and Analysis of Arc Springs used in Dual Mass Flywheel / A. Govinda, K. Annamalai // *International Journal of Engineering & Technology Research*. – 2014. – Vol. 2, No. 1, P. 35-41.
16. Grega R. The pneumatic dual-mass flywheel / R. Grega, J. Krajňák // *Scientific Journals of Silesian University of Technology. Series Transport*. – 2012. – No. 76, P. 19-24, ISSN 0209–3324.

17. Grega R. The reduction of vibrations in a car - the principle of pneumatic dual mass flywheel / R. Grega, J. Krajňák, P. Baran // Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. – 2014 . – No. 84, P. 21-28.

18. Güllü E. Influence of single and dual mass flywheel usage in IC engines on the resonance behavior of the power transmission system / E. Güllü, A. Yılmaz, H. Gökdağ // International Journal of Automotive Science and Technology. – 2019. – Vol. 3, No. 4, P. 102-108, Doi: 10.30939/ijastech..629705.

19. Gupta K. NVH Performance Improvement Study Using a Dual Mass Flywheel (DMF), Inertia Ring Type Tuned Torsional Vibration Damper (TVD) and Single Mass Flywheel (SMF) in a Front Engine and Rear Wheel Driveline Architecture / K. Gupta, A. Choudhary, R. Bidre // SAE Technical Paper. – 2017. – 8 p., <https://doi.org/10.4271/2017-01-1752>.

20. Haris A. On the effect of multiple parallel nonlinear absorbers in palliation of torsional response of automotive drivetrain / A. Haris, E. Motato, M. Mohammadpour, S. Theodossiades at al. // International Journal of Non-Linear Mechanics. – November, 2017. – Vol. 96, P. 22-35, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2017.06.008>.

21. He L. Parametric Investigation of Dual-Mass Flywheel Based on Driveline Start-Up Torsional Vibration Control / L. He, C. Xia, S. Chen at al. // Shock and Vibration. – 2019. – P. 1-12, <https://doi.org/10.1155/2019/3171698>.

22. Johansson D., Karlsson K. Simulation Models of Dual Mass Flywheels [Department of Applied Mechanics]. *Master's thesis in Applied Mechanics*. Göteborg: Chalmers University of Technology, Sweden, 2017. – 45 p.

23. Khochare T. Design Development and Comparative Analysis of Spring Mass Flywheel vs Conventional Flywheel for Two-stroke Engine / T. Khochare // International Journal of IT, Engineering and Applied Sciences Research (IJIEASR). – August, 2015. – Vol. 4, No. 8, P. 1-11.

24. Khochare T. Performance Evaluation of IC Engine Using Dual Mass Flywheel / T. Khochare, Prof. V. Patil // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology). – February, 2016. – Vol. 5, No. 2, P. 1635-1645, DOI:10.15680/IJIRSET.2016.0502089.

25. Kim T. Analysis of Dual Mass Flywheel using Discrete Arcspring Model / T. Kim, H. Song, S. Hwang // Key Engineering Materials. – 2006. – Vol. 326-328, P. 1607-1610, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.326-328.1607.

26. Kindratsky B. Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest / B. Kindratsky, R. Litvin // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv, 2019. – Vol. 5, No. 1, P. 93-104, <https://doi.org/10.23939/ujmeme2019.01.093>.

27. Lamkane A. Design and analysis of dual mass flywheel based on the principle of compensation and continuously variable stiffness / A. Lamkane, S. Kulkarni, V. Mali // International journal of application or innovation in engineering & management (IJAIEEM). – April, 2016. – Vol. 5, No. 4, P. 93-104, ISSN 2319-4847.

28. Lokhande S. Review on design and manufacturing of dual mass flywheel / S. Lokhande, D. Sonawane, B. Londhe et al. // International Conference On Emerging Trends in Engineering and Management Research (ICETEMR-16). – March, 2016. – P. 23-36, ISBN: 978-81-932074-7-5.

29. Maffiodo D. Finite life fatigue design of spiral springs of dual-mass flywheels: Analytical estimation and experimental results / D. Maffiodo, R. Sesana, D. Paolucci, S. Bertaglia // Advances in Mechanical Engineering. – 2018. – Vol. 10(6), P. 1-13, DOI: 10.1177/1687814018778474.

30. Mahl T. Modelling of an automotive dual mass flywheel / T. Mahl, O. Sawodny // 5th IFAC Symposium on Mechatronic Systems. – Cambridge, MA, USA, Sept 13-15, 2010. – Vol. 43, No. 18, P. 517-523, <https://doi.org/10.3182/20100913-3-US-2015.00069>.

31. Miyasato H.H. Study of the gear rattle phenomena in automotive powertrain systems / H.H. Miyasato, Vinicius GS Simionatto, M.D. Junior // 21st International Congress of Mechanical Engineering. – October 24-28, 2011. – Natal, RN, Brazil, 10 p.

32. More S. Design and Development of Dual Mass Flywheel System / S. More, P. Medankar, M. Nagargoje // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. – March, 2015. – Vol. 4, No. 3, P. 964-969, DOI: 10.15680/IJIRSET.2015.0403025.

33. Newland D. Developments in the design of centrifugal pendulum vibration absorbers / D. Newland // 24th International Congress on Sound and Vibration. – London, 23-27 July, 2017. – 8 p.

34. Oberpeilsteiner S. A frequency domain approach for parameter identification in multibody dynamics / S. Oberpeilsteiner, T. Lauss, W. Steiner, K. Nachbagauer // Multibody Syst Dyn. – 2018. – P. 175-191, DOI 10.1007/s11044-017-9596-1.

35. Ozansoy O. Multi-Objective Optimization of Dynamic Behaviour of Automotive Clutch System and Power Transmission [Department of Mechanical Engineering], Ph.D. Thesis. Istanbul Technical University, Graduate School of Science Engineering and Technology, 2015. – 105 p.

36. Patil J.S. Analysis for Optimum Design of Automotive Flywheel / J.S. Patil // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). – 2019. – Vol. 6, No. 6, P. 708-715.

37. Pawar A.N. Design & Analysis of Spring used in Dual Mass Flywheel / A.N. Pawar, A.D. Bagawade // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). – 2017. – Vol. 6, No. 4, P. 894-898, DOI: 10.17577/IJERTV6IS040685.

38. Pflöghaar J. The Electrical Dual Mass Flywheel – an Efficient Active Damping System / J. Pflöghaar, B. Lohmann // 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive

Control The International Federation of Automatic Control. – Tokyo, September 4-7, 2013. – P. 483-488.

39. Pitchaikani A. Powertrain Torsional Vibration System Model Development in Modelica for NVH Studies / A. Pitchaikani, S. Venkataraman, Kiran Kumar Koppu, J. Batteh, Michael Tiller Emmeskay // Proceedings 7th Modelica Conference. – Como, Italy, Sep. 20-22, 2009. – P. 444-453, DOI: 10.3384/ecp09430009.

40. Römers L. H. J. Automatic Generation of Combustion Engine Models using MatLab & Idle Drive Train Model in MatLab / Simulink / L. H. J. Römers // LuK GmbH & Co., Technical University of Eindhoven. – December, 2005 – March, 2006. – 71 p.

41. Reik W. Dual Mass Flywheel / Dr.-Ing. W. Reik, Dipl.-Ing. R. Seebacher, Dr.-Ing. Ad Kooy // LUK Symposium. – 1998. – P. 69-93.

42. Sangué S. New Approach to Measure Instantaneous Angular Behaviour of a Dual Mass Flywheel / S. Sangué, G. Lepoint, T. Bournault // Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. – Seoul, June 12-15, 2000. – 4 p.

43. Schaper U. Modeling and torque estimation of an automotive Dual Mass Flywheel / U. Schaper, O. Sawodny, T. Mahl, U. Blessing // American Control Conference. – Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA. – June 10-12, 2009. – P. 1207-1212.

44. Shelke R. A Review paper on Dual Mass Flywheel system / R. Shelke, D. Dighole // International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR). – January, 2016. – Vol. 5, No. 1, P. 326-331.

45. Sidorowicz M. Dwumasowe koło zamachowe projektowanie i analiza / M. Sidorowicz, D. Szpica // Modelowanie Inżynierskie. – 2013. – No. 46, P. 103-109, ISSN 1896-771X.

46. Suresh Kumar J. Investigation on gear rattle phenomenon in automotive driveline: Focus on clutch modification / J. Suresh Kumar, G. Shibu // ARPN Journal of

Engineering and Applied Sciences. – June, 2015. – Vol. 10, No. 11, P. 5000-5003, ISSN 1819-6608.

47. Suryanarayana A. Engine Dynamics and Torsion Vibration Reduction. Investigation of various flywheel models [Department of Applied Mechanics Division of Dynamics]. *Master's thesis in Applied Mechanics*. Gothenburg: Chalmers University of Technology, Sweden, 2015. – 42 p., ISSN 1652-8557.

48. Suryawanshi N. An Experimental Study of Dual Mass Flywheel on Conventional Flywheel on Two stroke petrol engine / N. Suryawanshi, D. Bhaskar, M. Design, S.R.E.S Kopargaon // *International Journal of Engineering Research and General Science*. – March-April, 2015. – Vol. 3, No. 2, P. 666-670, ISSN 2091-2730.

49. Suryawanshi N. Design, Development of Dual Mass Flywheel and Comparative Testing with Conventional Flywheel / N. Suryawanshi, D. Bhaskar // *International Engineering Research Journal (IERJ)*. – 2015. – Special Issue 2, P. 5024-5028, ISSN 2395-1621.

50. THEODOSSIADES S. Effect of a dual – mass flywheel on the impact-induced noise in vehicular powertrain systems / S. THEODOSSIADES et al. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. – March, 2006. – 220 (6), P. 747-761.

51. Vaitkar B. Dual Mass Flywheel - A Better Driving Experience by Reducing Vibration / B. Vaitkar, P. Ulhe // *International Conference on Global Trends in Engineering, Technology and Management (ICGTETM-2016)*. – P. 111-115.

52. Walker P. Influence of engine harmonics on synchronizer mechanism dynamics / P. Walker, N. Zhang // *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*. – San Diego, 2013. – Vol. 4A: Dynamics, 9 p, <https://doi.org/10.1115/IMECE2013-63911>.

53. Walter A. Cylinder Balancing Based on Reconstructed Engine Torque for Vehicles Fitted with a Dual Mass Flywheel (DMF) / A. Walter, C. Lingens, U.

Kiencke, S. Jones et al. // SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 1(1):810-819, 2009. – 10 p., <https://doi.org/10.4271/2008-01-1019>.

54. Walter A. Estimation of the instantaneous engine torque for vehicles with dual mass flywheel / A. Walter, S. Brummund, B. Merz et al. // 5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control. – 2007. – Vol. 10, No. 10, P. 167-174, <https://doi.org/10.3182/20070820-3-US-2918.00024>.

55. Wramner L. Torsional vibrations in truck powertrains with dual mass flywheel having piecewise linear stiffness / L. Wramner // 9th European Nonlinear Dynamics Conference. – Budapest, Hungary, June 25-30, 2017. – 10 p.

56. Wu H. Driveline Torsional Analysis and Clutch Damper Optimization for Reducing Gear Rattle / H. Wu, G. Wu // Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration. – Volume 2016. – 25 p., Article ID 8434625, <http://dx.doi.org/10.1155/2016/8434625>.

57. Xu X. Coordinated Engine-Start Control of Single-Motor P2 Hybrid Electric Vehicles with Respect to Different Driving Situations / X. Xu, X. Wu, M. Jordan et al. // Energies, MDPI. – 2018. Vol. 11, No. 1, P. 1-23, doi:10.3390/en11010207.

58. Yang X. Experimental Study on Torsional Vibration of Transmission System Under Engine Excitation / X. Yang, T. Zhang, N. Lei // 3rd International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Automation (AMMA). – 2017. – P. 34-38, ISBN: 978-1-60595-479-0.

59. Yan Z. Thermal Analysis of Double Mass Flywheel Secondary Flywheel / Z. Yan, D. Yin, K. Zhou, L. Chen // International Conference on Optoelectronic Science and Materials. – Hefei, September 20-22, 2019. – P. 1-9, DOI: 10.1088/1757-899X/711/1/012059.

60. Yüceşan A. Vibration isolation with clutch disk pre-damper mechanism for the idle rattle phenomenon / A. Yüceşan, S. Sezer // Journal of Vibration and Control. – 2018. – Vol. 24, No. 8, P. 1518–1534, DOI: 10.1177/1077546316662413.

61. Zende R. Design and manufacturing of dual mass flywheel: a review / R. Zende, M. Madane, T. Thavare, N. Rahul // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). – India, 2017. – Vol. 4, No. 11, P. 232-234.
62. ZF SACHS. Powertrain Components and Systems. For Commercial Vehicles. – Germany. – 24 p.
63. Zhang Z. Study of Dual-Clutch Transmission Gear Rattle Under Low Speed Driving Condition / Z. Zhang, J. Pang, H. Li et al. // The 22nd International Congress on Sound and Vibration. – Florence, Italy, 12-16 July, 2015. – P. 5121-5128.
64. Zhao G. Linear Analysis for Performance of Dual Mass Flywheel with Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers System / G. Zhao, Z. Jiang, L. Chen // TELKOMNIKA. – May, 2013. – Vol. 11, No. 5, P. 2371-2376, e-ISSN: 2087-278X.
65. Zu Q. Torsional Vibration Semiactive Control of Drivetrain Based on Magnetorheological Fluid Dual Mass Flywheel / Q. Zu, Z. Chen, W. Shi et al. // Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2015, Article ID 608737, 17 p., <http://dx.doi.org/10.1155/2015/608737>.
66. Аврамчук В.С. Анализ сигналов вибрации двигателя внутреннего сгорания / В.С. Аврамчук, В.П. Казьмин // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – 323 (5). – С. 69-73.
67. Адаптивний двомасовий маховик: патент на корисну модель № 133320 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 11632; Заявлено 26.11.2018; Опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6 – 5 с.
68. Грицюк А.В. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля БДТНА на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Аврамчук, В.К. Савич и др. // Науч. техн. журн. Нац. техн. ун-т «Харьк. Политехн. Ин-т», серия «Двигатели внутреннего сгорания». – Харьков, 2015. – № 1. – С. 38-43.

69. Двомасовий маховик: патент на корисну модель № 128874 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 04170; Заявлено 16.04.2018; Опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19 – 5 с.

70. Дмитрів І.В. Автомобільний транспорт. Теорія і практика наукових досліджень: навч. посібн. / І.В. Дмитрів. – Львів: СПОЛОМ, 2019. – 316 с.

71. Дячук М.В. Розробка моделі фрикційного зчеплення з гідропневматичним приводом / М.В. Дячук // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХП». – 2014. – № 8 (1051). – С. 155-161.

72. Информация по обслуживанию, Skoda auto, 1-я часть. «Двухмассовый маховик, устройство, рабочая проверка, описание отказа, техническое описание продукции». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://vwts.ru/trans/skoda_dvuhmassovy_mahovik_rus.pdf

73. Имангулов А.Р. Исследование динамической нагруженности трансмиссии гибридного легкового автомобиля / А.Р. Имангулов, Н.М. Филькин // Интеллектуальные системы в производстве «Вестник Ижевского государственного технического университета». Серия: Машиностроение. – 2014. – № 2 (24). – С. 39-42.

74. Киндрацкий Б.И. Динамика привода автомобиля с комбинированной силовой установкой в период разгона / Б.И. Киндрацкий, Р.Г. Литвин // Европейский журнал технических и естественных наук. – Вена, 2020. – № 4. – С. 50-55, <https://doi.org/10.29013/EJTNNS-20-4-50-55>.

75. Кіндрацький Б.І. Адаптивний двомасовий маховик з мехатронною системою керування / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник тез I Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 21-23 травня 2019 року. – С. 147-148.

76. Кіндрацький Б.І. Види несправностей двомасових маховиків та причини їх виникнення у привідних системах автомобілів / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей III всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні». – Львів, 22-23 лютого 2018 року. – С. 59-60.

77. Кіндрацький Б.І. Вплив двомасного маховика на коливні процеси у трансмісії автомобіля / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, І.В. Когут // Тези доповідей LXXII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 11-13 травня 2016 року. – С. 36-36.

78. Кіндрацький Б.І. Вплив розгону автомобіля на навантаженість пружних ланок двомасного маховика та коливні процеси у трансмісії / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету, присвячена 75-річчю з дня заснування університету. – Том 2. – Київ: НТУ, 15-17 травня 2019 року. – С. 62-62.

79. Кіндрацький Б.І. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання на коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці «Вібрації в техніці та технологіях». – Львів, 11-12 жовтня 2018 року. – С. 138-140.

80. Кіндрацький Б.І. Класифікація несправностей двомасових маховиків у приводах автомобілів та причини їх виникнення / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету», серія «Технічні науки». – Київ, 2018. – 3(42). – С. 46-53.

81. Кіндрацький Б.І. Коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін //

Журнал Одеського нац. Політех. Ун-ту «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2018. – 1(57). – С. 45-54.

82. Кіндрацький Б.І. Математична модель трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // XIII міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 18-19 травня 2017 року. – С. 104-105.

83. Кіндрацький Б.І. Моделювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців». – Харків: ХНАДУ, 20-21 жовтня 2016. – С. 247-247.

84. Кіндрацький Б.І. Перехідні процеси в електромеханічній трансмісії з пружно-еластичною муфтою / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура. – Харків, 2020. – 1(154). – С. 44-49, DOI 10.33042/2522-1809-2020-1-154-44-49.

85. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель електромеханічної трансмісії з двомасним маховиком у період розгону за інерційного навантаження / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, Д.І. Біганич // XIV міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 23-24 травня 2019 року. – С. 77-78.

86. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 17-19 травня 2017 року. – С. 52-52.

87. Компьютерные технологии при проектировании и исследовании крутильных колебаний сцепления с двухмассовым маховиком: учеб. пособие / В.И. Осипов [и др.]; под ред. В.И. Осипова. – М.: МАДИ, 2019. – 96 с.

88. Кочетков В.П. Исследование динамики асинхронного двигателя / В.П. Кочетков, Н.С. Курочкин, Н.В. Цугленок // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. – Красноярск, 2013. – №7. – С. 248-254.

89. Курц В.В. Моделирование сцепления автомобиля в транспортных тренажерах / В.В. Курц, И.Е. Ануфриев // Труды V Международной научной конференции: «Проектирование инженерных и научных приложений в среде MatLab». – Харьков: НТУ «ХПИ», 11-13 мая 2011 года. – С. 381-396.

90. Лихачёв Д.С. Особенности вибронагруженности и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Лихачёв Дмитрий Сергеевич. – Москва: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2017. – 194 с.

91. Літвін Р.Г. Аналіз ефективності використання двомасового маховика на автомобілі / Р.Г. Літвін // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: збірник наукових праць. – Львів, 2016. – № 838. – С. 180-185.

92. Літвін Р.Г. Види та характеристика двомасових маховиків у трансмісії автомобіля / Р.Г. Літвін // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 27-28 жовтня 2016 року. – С. 107-108.

93. Літвін Р.Г. Експериментальне визначення пружної характеристики двомасового маховика / Р.Г. Літвін // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і

експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 25-26 жовтня 2018 року. – С. 129-131.

94. Літвін Р.Г. Експериментальне дослідження ефективності роботи двомасового маховика / Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник тез II Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 25-27 березня 2020 року. – С. 130-131.

95. Ломакін В.О. Зменшення нерівномірності ходу двигуна внутрішнього згоряння удосконаленням конструкції маховика: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ломакін Володимир Олександрович. – Житомир: ЖДТУ, 2018. – 194 с.

96. Мехеда В.А. Тензометрический метод измерения деформаций: учеб. пособие / В.А. Мехеда. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.

97. Острецов А. Автомобильные сцепления: Учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля и трактора» и «Конструирование и расчет автомобиля» / А. Острецов, П. Красавин, В. Воронин. – Москва: МГТУ «МАМИ», 2011. – 99 с.

98. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин: підруч. 2-ге вид. перероб. / В.Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

99. Осипов В.И. Моделирование рабочего процесса включения сцепления при трогании автомобиля с места с применением по MatLab и Excel / В.И. Осипов, К.В. Степанов, М.С. Камитов // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – Москва: «МАДИ», 2017. – № 2(12). – 37 с.

100. Сайт «Вікіпедія». – [Електронний ресурс]. – https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%BA%D0%B0_%D0%9B%D0%B0%D0%B3%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B6%D0%B0.

101. Сайт журналу «autoExpert». – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://autoexpert-consulting.com/>.

102. Сайт «Международный автомобильный клуб S-Max Galaxy». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.s-maxclub.ru/forum/index.php?act=idx>.

103. Сайт «Системы современного автомобиля». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://systemsauto.ru/engine/flywheel.html>.

104. Сайт «ЯГПУ им. К.Д. Ушинского». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cito-web.yspu.org/link1/metod/met125/node33.html>.

105. Сайт «Chemanalytica.com». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://chemanalytica.com/book/novyyu_spravochnik_khimika_i_tekhnologa/09_protsessy_i_apparaty_khimicheskikh_tekhnologiy_chast_I/5198#%D0%A2%D0%B0%D0%B1%D0%BB%D0%B8%D1%86%D0%B0%207.1.1.2.

106. Сайт «Chem21.info». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://chem21.info/tabs/266301/>.

107. Сайт «Dok.ua». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://dok.dbroker.com.ua/gid-pokupatelya/korobka_peredach/124/gid-pokupatelya-po-vyboru-mahovika.

108. Сайт «DRIVE2.RU». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/>.

109. Сайт «Partbox.com.ua». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://partbox.com.ua/dvuhmassovyyu-mahovik>.

110. Сайт «Sachs.com.ua». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://sachs.com.ua/news/truth-dual-flywheel>.

111. Сайт «Smagresta.ru». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://smagresta.ru/pages/malfunction-flywheel>.

112. Селифонов В.В. Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергической установкой при запуске ДВС с ходу / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Научное издание

МГТУ им. Баумана «Машиностроение и компьютерные технологии». – Москва, 2011. – № 1(10). – 9 с.

113. Селифонов В.В. Исследование влияния структурных параметров на динамические нагрузки в механической трансмиссии автомобиля с гибридными силовыми установками (ГСУ) / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва, 2010. – № 2(10). С. 76-79.

114. Селифонов В.В. Метод моделирования динамики механических трансмиссий автомобилей с фрикционными сцеплениями / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва, 2011. – № 2(12). – С. 51-56.

115. Селифонов В.В. Разработка динамической модели механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергетической установкой параллельного типа / В.В. Селифонов, Х.Т. Нгуен // Научное издание МГТУ им. Баумана «Машиностроение и компьютерные технологии». – Москва, 2011. – № 1. – 8 с.

116. Семёнов А.С. Моделирование режимов работы асинхронного двигателя в пакете программ MatLab / А.С. Семёнов // Вестник Северо-Восточного федерального университета им. М. К. Аммосова. – Якутск, 2014. – № 11(1). – С. 51-59.

117. Смирнов О.П. Перспективні напрями розвитку сучасного автомобілебудування / О.П. Смирнов // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків, 2014. – № 9 (1052). – С. 61-65.

118. Соловьев Д. Расчетные и экспериментальные исследования колебаний двигателя автомобиля на режиме холостого хода / Д. Соловьев, К. Лелиовский, А. Герасин, А. Штурмин // труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2014. – № 1(103). – С. 150-155.

119. Соломатин Н.С. Влияние преднатяга пружин демпфера сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля / Н.С. Соломатин,

Д.В. Симонов, Е.М. Зотов // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва, 2010. – № 1(9). – С. 66-72.

120. Соломатин Н.С. О размещении демпфера крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля / Н.С. Соломатин, Е.М. Зотов, Д.В. Симонов // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва, 2011. – № 2(12). – С. 56-61.

121. Соломатин Н.С. О соотношении моментов инерции ведущей и ведомой частей составного маховика со встроенным демпфером крутильных колебаний / Н.С. Соломатин, Е.М. Зотов, Д.В. Симонов // Известия МГТУ «МАМИ». – Москва, 2011. – № 1(11). – С. 87-90.

122. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при переходных процессах / А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №8 (65). – С. 86-89.

123. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 81-84.

124. Технологические решения. Диагностика неисправностей. Luk. «Двухмассовый маховик». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://docplayer.ru/29086626-Dvuhmassovyy-mahovik-tehnologicheskie-resheniya-diagnostika-neispravnostey.html>.

125. Чабан А.В. Математичне моделювання коливальних процесів в електромеханічних системах / А.В. Чабан. – Львів: В-во Тараса Сороки, 2007. – 312 с.

126. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии: книга / В.А. Шушкевич. – Минск: Вышэйш. школа, 1975. – 352 с.

ДОДАТКИ

Отримані патенти на корисні моделі



(11) **128874**

(19) **UA**

(51) МПК
F16F 15/30 (2006.01)

(21) Номер заявки:	u 2018 04170	(72) Винахідники:	Кіндрацький Богдан Ілліч, UA, Літвін Роман Григорович, UA
(22) Дата подання заявки:	16.04.2018	(73) Власник:	НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА", вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, UA
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	10.10.2018		
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:	10.10.2018, Бюл. № 19		

(54) Назва корисної моделі:

ДВОМАСОВИЙ МАХОВИК

(57) Формула корисної моделі:

Двомасовий маховик для передачі крутного моменту в трансмісії автомобіля, який складається з корпусу, первинної та вторинної мас, що з'єднані між собою з допомогою пружин і сепараторів, упорного та радіального підшипників, фланця, який **відрізняється** тим, що на торцевій поверхні первинної маси виготовлено два, розташовані діаметрально протилежно, концентричні пази, а в торцевій поверхні вторинної маси вмонтовано два штифти, які виступами заходять у пази на первинній масі з можливістю обмеженого взаємного переміщення при відносному обертанні первинної і вторинної мас маховика.

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 133320

АДАПТИВНИЙ ДВОМАСОВИЙ МАХОВИК

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.03.2019.

Заступник Міністра економічного розвитку і торгівлі України

Ю.П. Бровченко



(11) **133320**

(19) **UA**

(51) **МПК**
F16F 15/30 (2006.01)

(21) Номер заявки:	u 2018 11632	(72) Винахідники:	Кіндрацький Богдан Ілліч, UA, Літвін Роман Григорович, UA
(22) Дата подання заявки:	26.11.2018	(73) Власник:	НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА", вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013, UA
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	25.03.2019		
(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:	25.03.2019, Бюл. № 6		

(54) Назва корисної моделі:

АДАПТИВНИЙ ДВОМАСОВИЙ МАХОВИК

(57) Формула корисної моделі:

Адаптивний двомасовий маховик для передачі крутного моменту в трансмісії автомобіля, що складається з первинної та вторинної мас, які з'єднані між собою за допомогою пружинно-демпферної системи, упорного та радіального підшипників і фланця, який **відрізняється** тим, що між первинною і вторинною масами встановлено керований гальмівний пристрій з приводом, з'єднаним з електронним блоком керування, який з'єднаний з сенсорами швидкості руху автомобіля, кількості обертів колінчастого вала двигуна, положення педалі гальма, блоком керування двигуном, що з'єднаний з сенсорами положення педалі газу і кількості обертів коліс автомобіля.

Довідка про впровадження результатів дисертаційної роботи у ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна», м. Київ



ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна»

Адреса: 03134, м. Київ, Кільцева дорога, 20/1-А

Тел.: + 38 044 4903111

Факс: + 38 044 4903112

www.volvotrucks.com.ua

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня
доктора філософії

Літвіна Романа Григоровича

**«Покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля
застосуванням двомасового маховика»**

(спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»)

У дисертаційній роботі Літвіна Р.Г. досліджено вплив конструктивних параметрів трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком і режимів його експлуатації на навантаженість ланок трансмісії і маховика. Встановлено головні причини поломок пружно-демпферної системи маховика і зроблені рекомендації щодо підвищення її довговічності. Досліджено вплив зміни масових характеристик ланок двомасового маховика на коливальні процеси у трансмісії і навантаженість ланок коробки перемикачів передач на перехідних режимах руху автомобіля. Надано рекомендації щодо підвищення довговічності елементів трансмісії з двомасовим маховиком.

Рекомендації щодо покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком, зроблені автором на основі проведених дисертаційних досліджень, прийняті до використання у ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна», зокрема, враховуються при обґрунтуванні вибору структури і конструктивних параметрів двомасового маховика замість пошкодженого під час технічного обслуговування і поточного ремонту автомобілів.

Довідка не є підставою для взаємних фінансових зобов'язань.

Генеральний директор
ТОВ з іноземними інвестиціями «Вольво Україна»



Санін О.П.

Акт про впровадження результатів дисертаційної роботи у ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів

Затверджую
Генеральний конструктор
ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром»
Войтків С.В.
19.03.2020 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Літвіна Романа Григоровича

**«Покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля застосуванням двомасового маховика»
(спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»)**

Комісія у складі:

- заступника генерального конструктора ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром» Харгелія Романа Родіоновича,
- заступника генерального конструктора Войтківа Зіновія Володимировича.

Цим актом засвідчує, що результати дисертаційної роботи на тему: «Покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля застосуванням двомасового маховика» використовуються у практичній діяльності ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром» для аналізу впливу крутильних коливань, генерованих двигуном внутрішнього згорання, на ланки трансмісії при проектуванні перспективних автомобільних транспортних засобів.

Члени комісії:

Заступник генерального конструктора
ТзОВ «НТЦ «Автополіпром»

A handwritten signature in blue ink, belonging to R.P. Khargeliya, is written over a horizontal line.

Харгелія Р.Р.

Заступник генерального конструктора
ТзОВ «НТЦ «Автополіпром»

A handwritten signature in blue ink, belonging to S.V. Voytkiv, is written over a horizontal line.

Войтків С.В.

**Акт про використання результатів дисертаційної роботи у навчальному процесі
кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки»**

Затверджую
Проректор з наукової роботи
Національного університету
«Львівська політехніка»
Демидов І.В.
06 2020 р.



АКТ

про використання у навчальному процесі кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» матеріалів і результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора філософії Літвіна Романа Григоровича «Покращання експлуатаційних властивостей трансмісії автомобіля застосуванням двомасового маховика»

Результати дисертаційної роботи Літвіна Р.Г. впроваджені у навчальний процес на першому (бакалаврському) та другому (магістерському) рівнях вищої освіти спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» на кафедрі «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» у таких навчальних дисциплінах:

«Аналіз та синтез мехатронних систем автомобіля» – використано методику дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля при роботі двигуна внутрішнього згоряння на холостому ході, при рушанні автомобіля з місця та розгоні. Методику симулювання коливальних процесів: у приводі автомобіля з двомасовим маховиком обладнаного пружинами різної жорсткості та гібридного приводу з комбінованою силовою установкою і двомасовим маховиком у період розгону.

«Автомобілі» – для проведення лабораторних робіт використано дві, розроблені експериментальні установки: для визначення пружної характеристики двомасового маховика та для дослідження коливальних процесів у приводі автомобіля на холостому ході.

Матеріали дисертаційної роботи Літвіна Р.Г. використовуються також під час виконання бакалаврських кваліфікаційних робіт вказаної спеціальності.

Завідувач кафедри ЕРАТ
д.т.н., професор

Кіндрацький Б.І.



**СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА, В ЯКИХ ОПУБЛІКОВАНІ ОСНОВНІ
НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ**

Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави

1. Киндрацкий Б.И. Динамика привода автомобиля с комбинированной силовой установкой в период разгона / Б.И. Киндрацкий, Р.Г. Литвин // Европейский журнал технических и естественных наук. – Вена, 2020. – № 4. – С. 50-55, <https://doi.org/10.29013/EJTNS-20-4-50-55>.

Статті у фахових виданнях України

2. Кіндрацький Б.І. Класифікація несправностей двомасових маховиків у приводах автомобілів та причини їх виникнення / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету», серія «Технічні науки». – Київ, 2018. – 3(42). – С. 46-53.

3. Кіндрацький Б.І. Коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Журнал Одеського нац. політех. ун-ту «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2018. – 1(57). – С. 45-54.

4. Kindratskyu B. Oscillation Processes in a Transmission with a Dual-Mass Flywheel while Moving a Car from Rest / B. Kindratskyu, R. Litvin // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Lviv, 2019. – Vol. 5, No. 1, P. 93-104, <https://doi.org/10.23939/ujmeme2019.01.093>.

5. Кіндрацький Б.І. Перехідні процеси в електромеханічній трансмісії з пружно-еластичною муфтою / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Комунальне господарство міст. Серія: Технічні науки та архітектура: науково-технічний

збірник. – Харків, 2020. – 1(154). – С. 44-49, DOI 10.33042/2522-1809-2020-1-154-44-49.

6. Літвін Р.Г. Аналіз ефективності використання двомасового маховика на автомобілі / Р.Г. Літвін // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: збірник наукових праць. – Львів, 2016. – № 838. – С. 180-185.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

7. Кіндрацький Б.І. Адаптивний двомасовий маховик з мехатронною системою керування / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник тез I Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 21-23 травня 2019 року. – С. 147-148.

8. Кіндрацький Б.І. Види несправностей двомасових маховиків та причини їх виникнення у привідних системах автомобілів / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей III всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні». – Львів, 22-23 лютого 2018 року. – С. 59-60.

9. Кіндрацький Б.І. Вплив двомасового маховика на коливні процеси у трансмісії автомобіля / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, І.В. Когут // Тези доповідей LXXII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 11-13 травня 2016 року. – С. 36-36.

10. Кіндрацький Б.І. Вплив розгону автомобіля на навантаженість пружних ланок двомасового маховика та коливні процеси у трансмісії / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXV наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних

підрозділів університету, присвячена 75-річчю з дня заснування університету. – Том 2. – Київ: НТУ, 15-17 травня 2019 року. – С. 62-62.

11. Кіндрацький Б.І. Вплив частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання на коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці «Вібрації в техніці та технологіях». – Львів, 11-12 жовтня 2018 року. – С. 138-140.

12. Кіндрацький Б.І. Математична модель трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // XIII міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 18-19 травня 2017 року. – С. 104-105.

13. Кіндрацький Б.І. Моделювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців». – Харків: ХНАДУ, 20-21 жовтня 2016. – С. 247-247.

14. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель електромеханічної трансмісії з двомасним маховиком у період розгону за інерційного навантаження / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін, Д.І. Біганич // XIV міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: КІНПАТРИ ЛТД. – Львів, 23-24 травня 2019 року. – С. 77-78.

15. Кіндрацький Б.І. Симуляційна модель трансмісії автомобіля з двомасовим маховиком / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Тези доповідей LXXIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та

співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ: НТУ, 17-19 травня 2017 року. – С. 52-52.

16. Літвін Р.Г. Види та характеристика двомасових маховиків у трансмісії автомобіля / Р.Г. Літвін // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 27-28 жовтня 2016 року. – С. 107-108.

17. Літвін Р.Г. Експериментальне визначення пружної характеристики двомасового маховика / Р.Г. Літвін // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 25-26 жовтня 2018 року. – С. 129-131.

18. Літвін Р.Г. Експериментальне дослідження ефективності роботи двомасового маховика / Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник тез II Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 25-27 березня 2020 року. – С. 130-131.

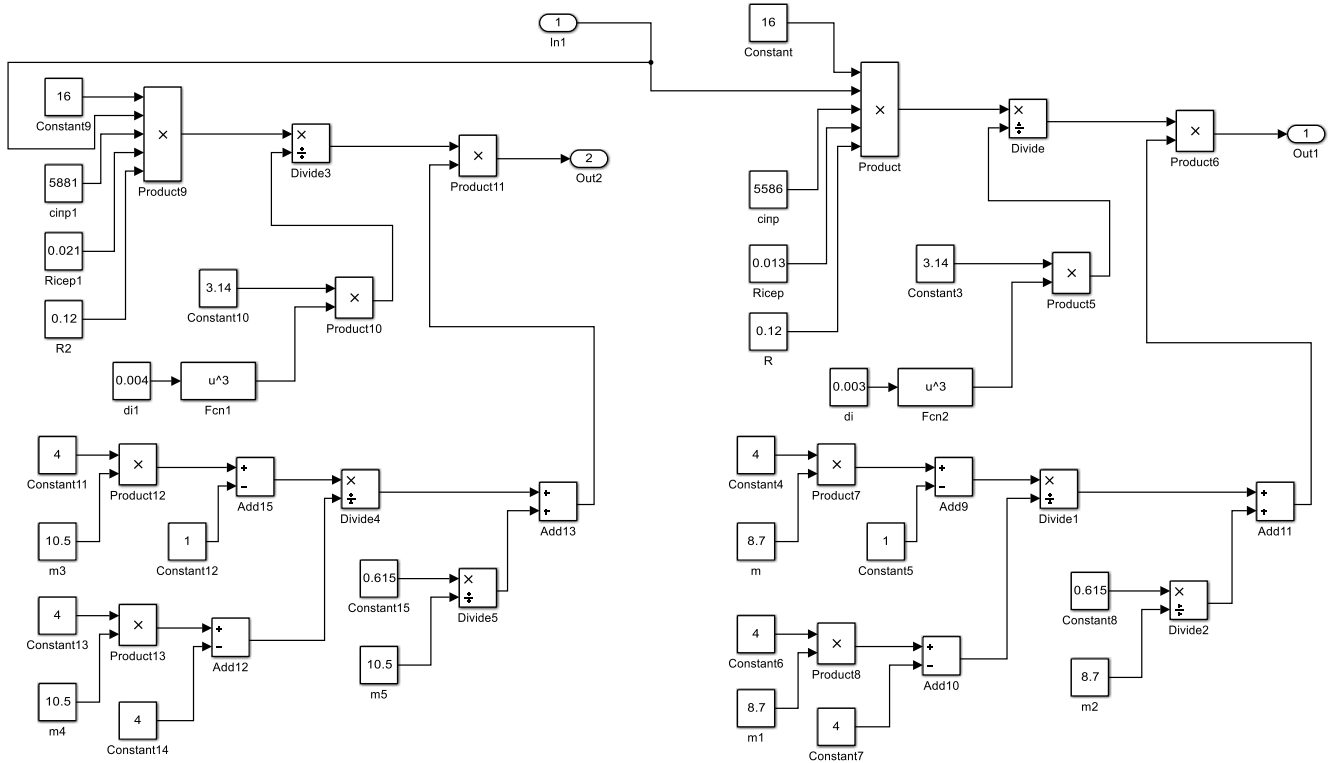
Патенти

19. Адаптивний двомасовий маховик: патент на корисну модель № 133320 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 11632; Заявлено 26.11.2018; Опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6 – 5 с.

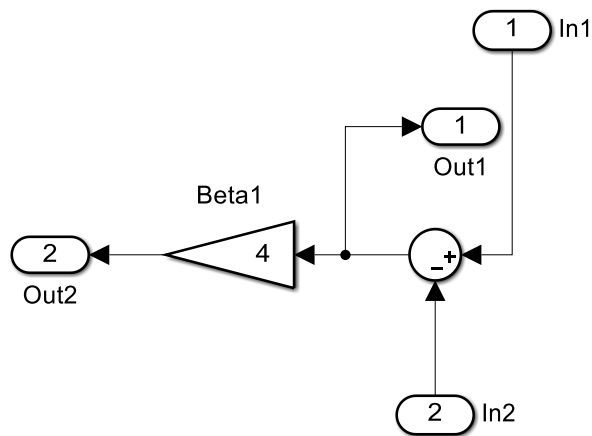
20. Двомасовий маховик: патент на корисну модель № 128874 U Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська політехніка». – № у 2018 04170; Заявлено 16.04.2018; Опубл. 10.10.2018, Бюл. № 19 – 5 с.

Розкриті блоки «Subsystem» симуляційних моделей реалізованих у MatLab

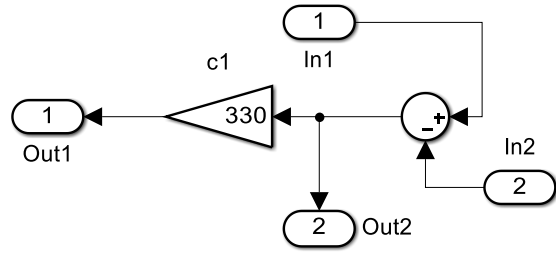
Simulink



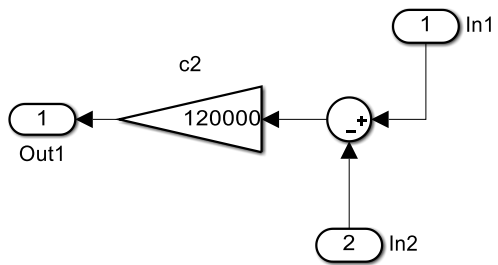
Розкритий блок «Subsystem» (рис. 3.4) та блок «Subsystem 2» (рис. 3.19, рис. 3.28)



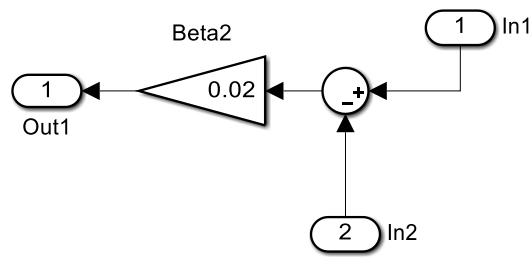
Розкритий блок «Subsystem» (рис. 3.19, рис. 3.28)



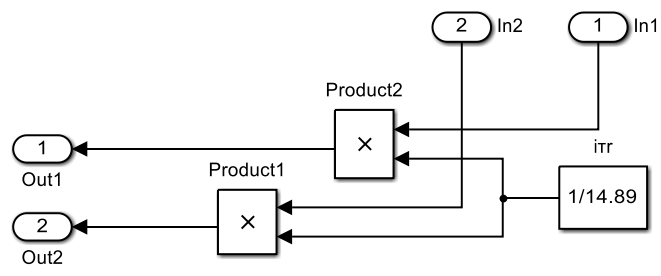
Розкритий блок «Subsystem 1» (рис. 3.19, рис. 3.28)



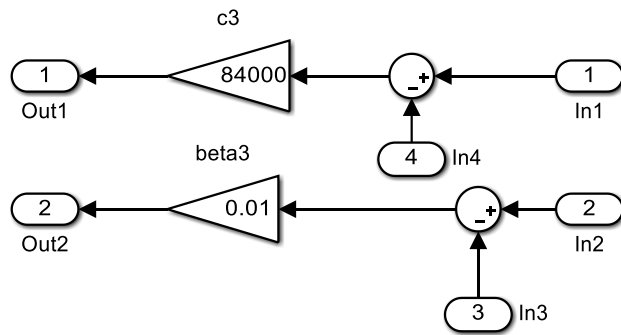
Розкритий блок «Subsystem 3» (рис. 3.19, рис. 3.28)



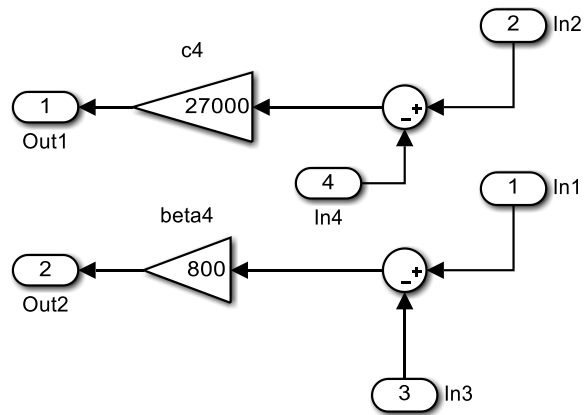
Розкритий блок «Subsystem 4» (рис. 3.19, рис. 3.28)



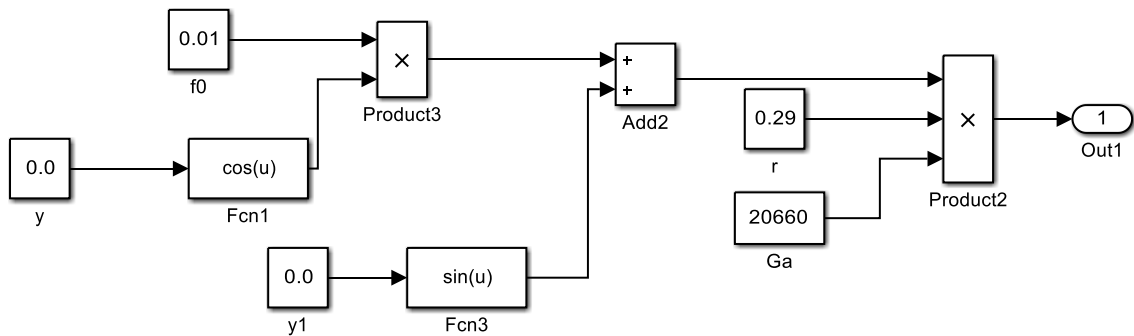
Розкритий блок «Subsystem 5» (рис. 3.19, рис. 3.28)



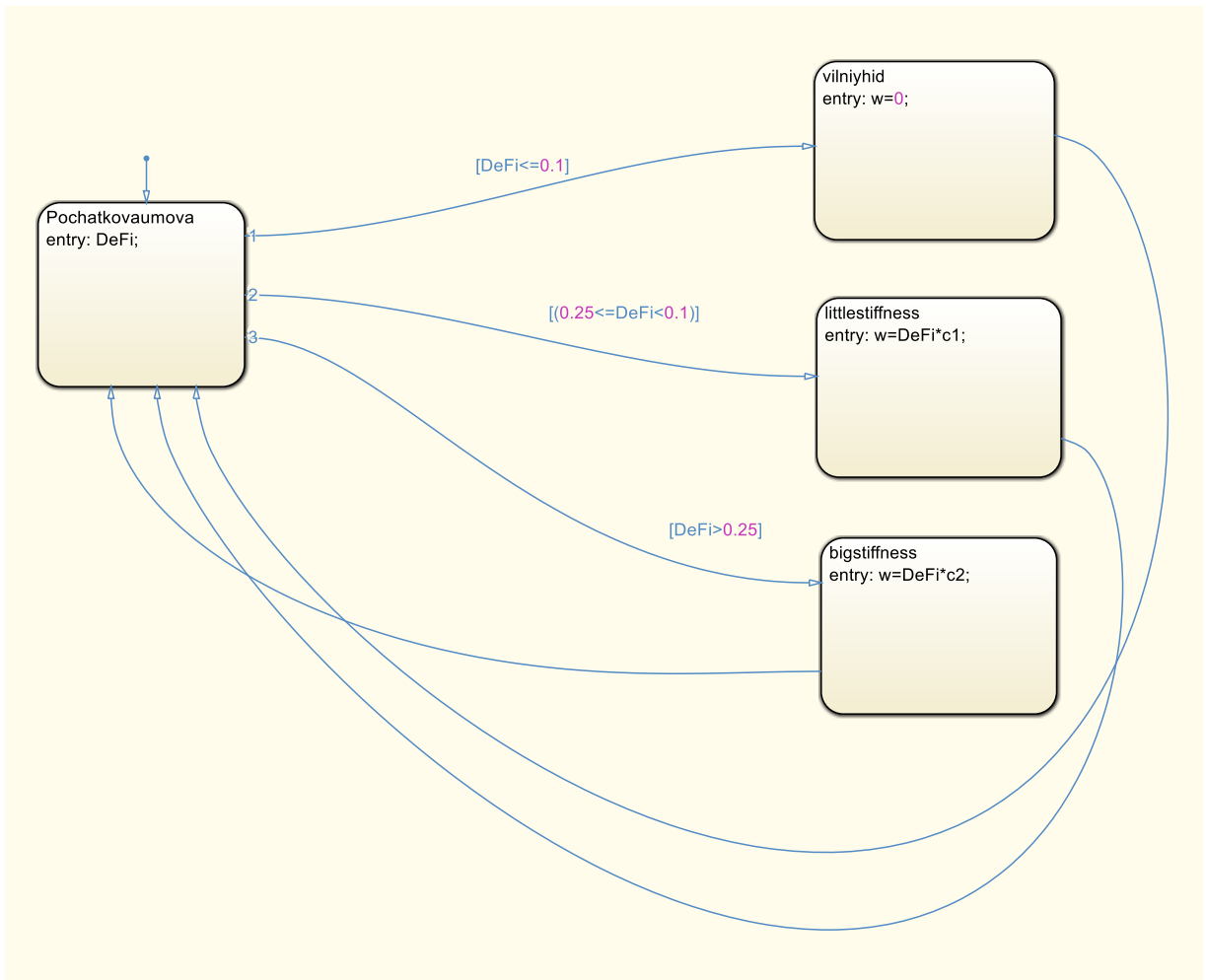
Розкритий блок «Subsystem 6» (рис. 3.19, рис. 3.28)



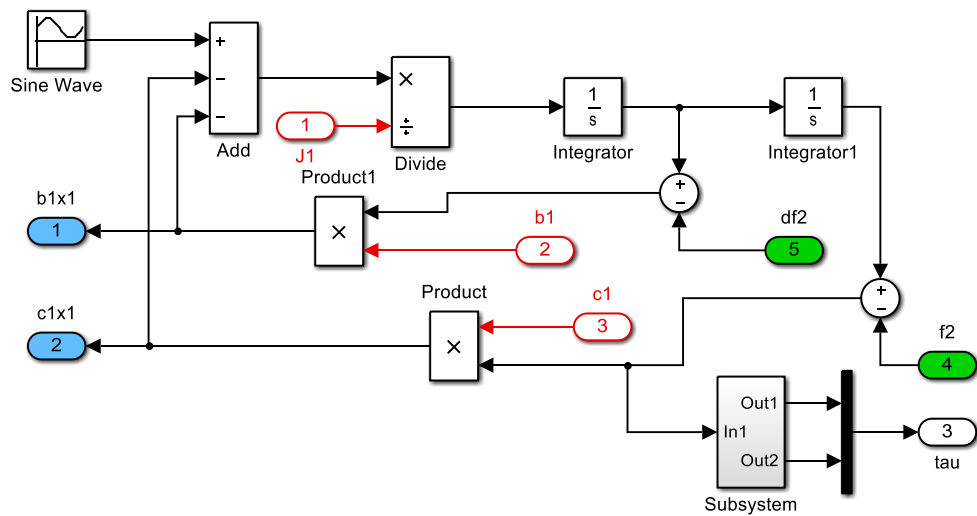
Розкритий блок «Subsystem 7» (рис. 3.19, рис. 3.28)



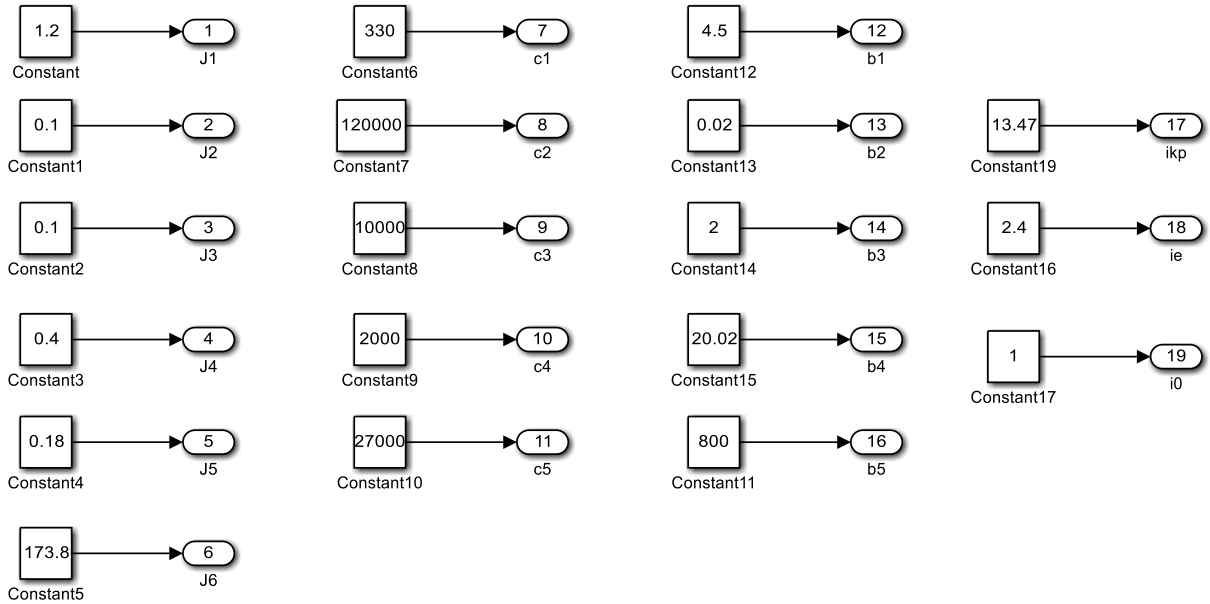
Розкритий блок «Топ» (рис. 3.19, рис. 3.28)



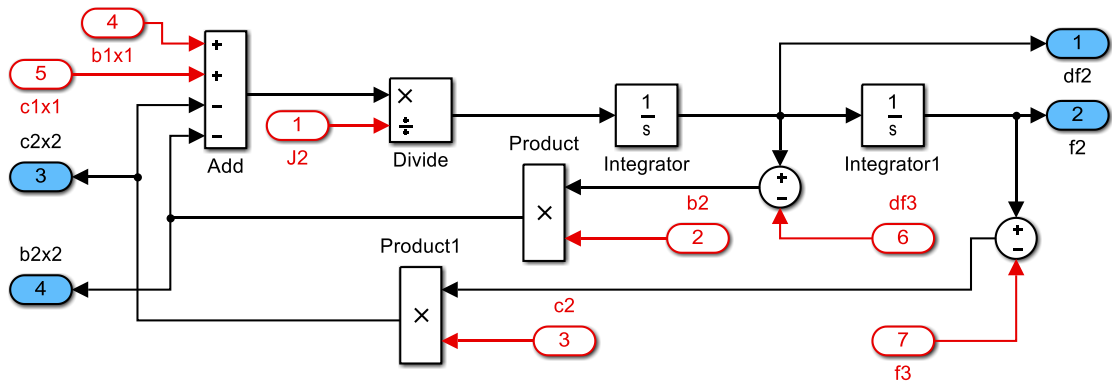
Розкритий блок «Chart» (рис. 3.28)



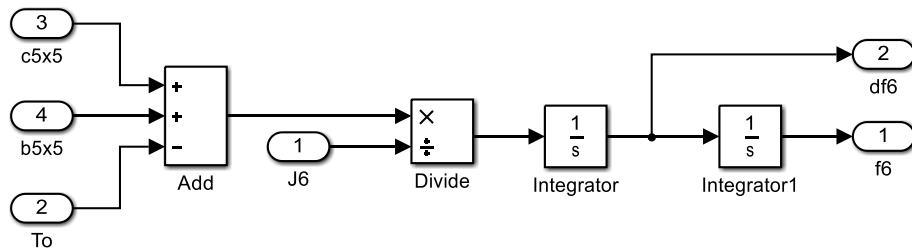
Розкритий блок «Subsystem» (рис. 3.57)



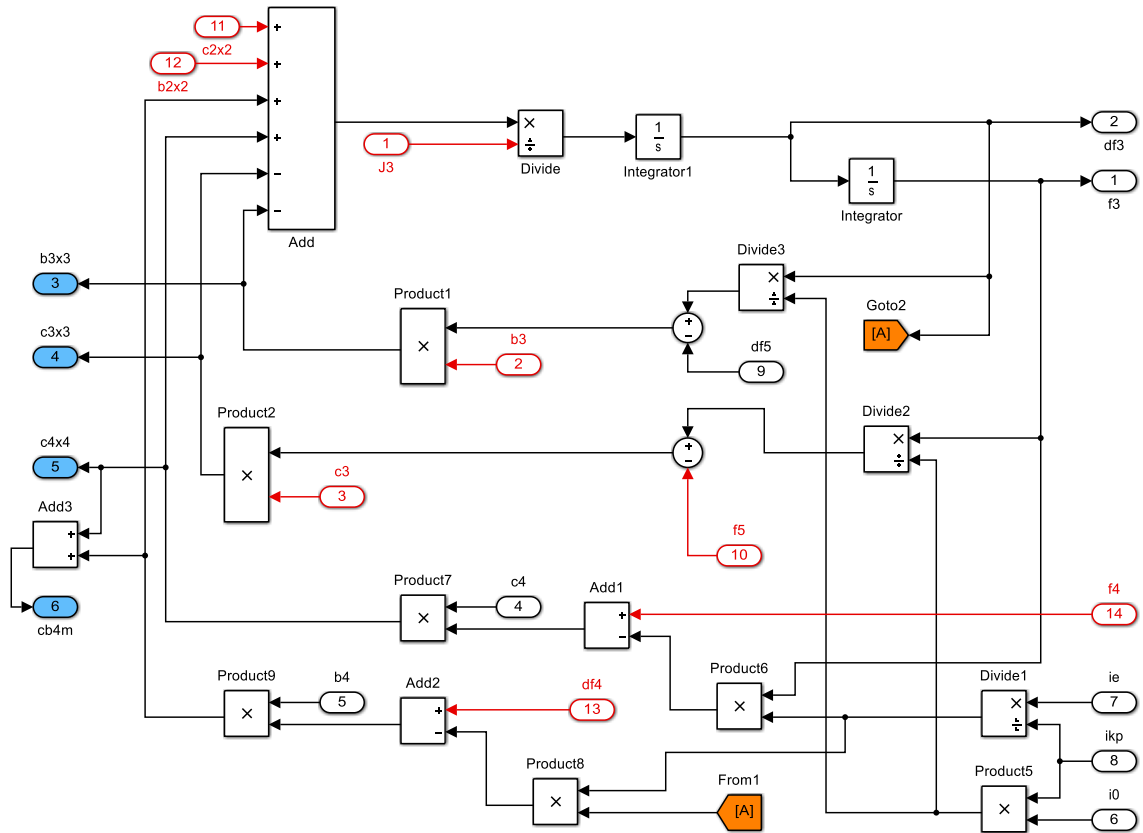
Розкритий блок «Вихідні дані» (рис. 3.57)



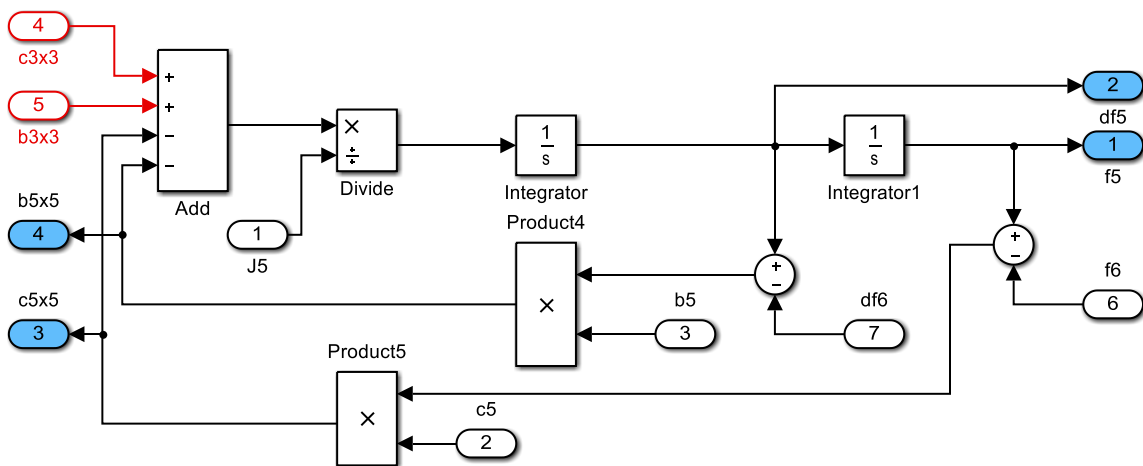
Розкритий блок «Subsystem 1» (рис. 3.57)



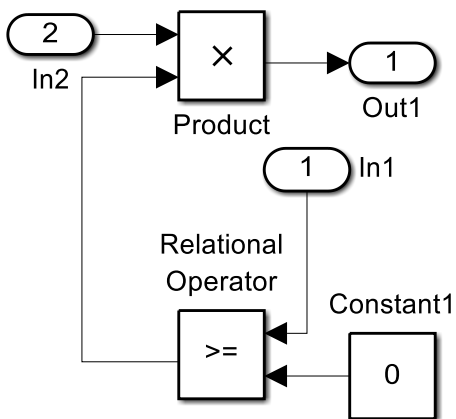
Розкритий блок «Subsystem 3» (рис. 3.57)



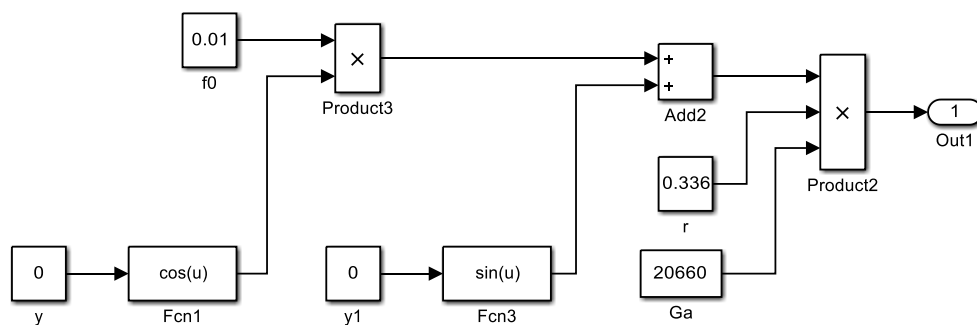
Розкритий блок «Subsystem 2» (рис. 3.57)



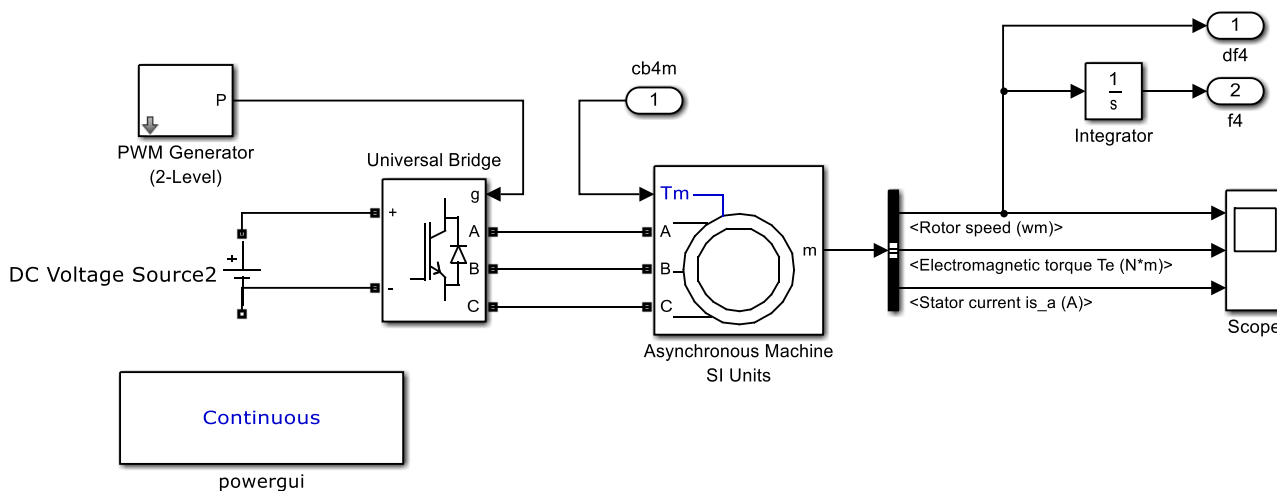
Розкритий блок «Subsystem 4» (рис. 3.57)



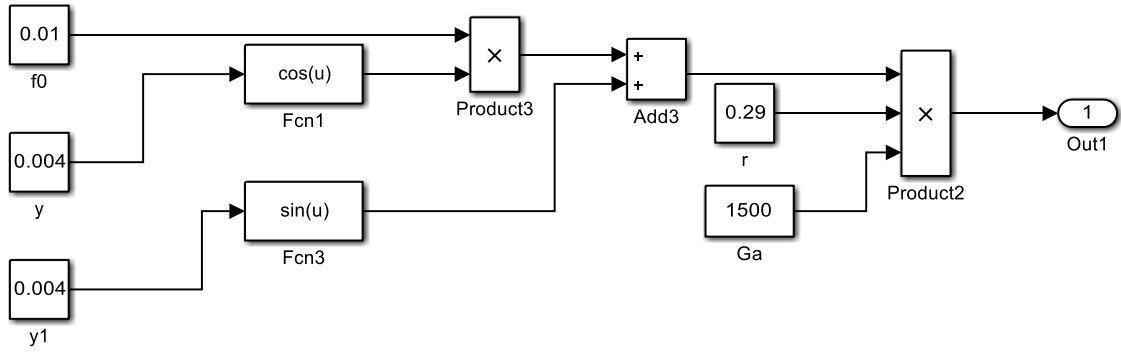
Розкритий блок «Subsystem 5» (рис. 3.57)



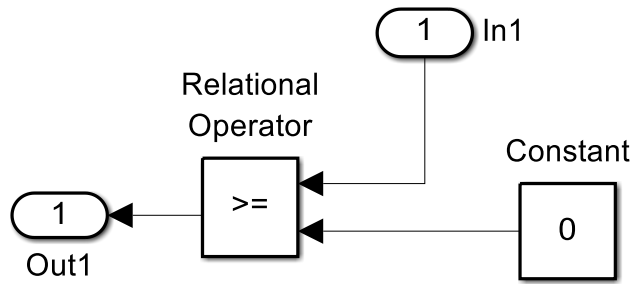
Розкритий блок «Момент опору» (рис. 3.57)



Розкритий блок «Електродвигун» (рис. 3.57)



Розкритий блок «TOP» (рис. 3.61)



Розкритий блок «Logic» (рис. 3.61)

Результати розрахунків відтворюваності проведених експериментальних досліджень при роботі ДВЗ VW Golf 1 на усталеному холостому ході за критерієм Кохрена (G-критерій)

$f_2 = N$	$T_{i\max}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$S_{ni}^2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$\sum(T_i),$ $\text{Н}\cdot\text{м}$	$y_c, \text{Н}\cdot\text{м}$	G_p
1.	24,722	298,317	-498,723	-4,493	$G_p = \frac{357,357}{298,317 + 351,07 + \dots + 300,422} = 0,114$
2.	26,167	351,07	-375,674	-3,384	
3.	17,752	309,684	-356,864	-3,215	
4.	25,444	302,362	-549,226	-4,948	
5.	24,722	357,357	-543,162	-4,893	
6.	23,333	314,672	-545,054	-4,910	
7.	24	298,136	-507,558	-4,573	
8.	24,722	298,317	-498,723	-4,493	
9.	26,244	296,813	-45,513	-0,410	
10.	19,875	300,442	-216,054	-1,946	

Перевірка адекватності розробленої симуляційної моделі реалізованої в MatLab Simulink з отриманими результатами роботи експериментальної установки при вимірюванні крутного моменту на усталеному режимі холостого ходу за критерієм Фішера (F-критерій)

Вид дослідження	\bar{x}	\bar{y}	S_x^2	S_y^2	F_p
Результати симуляційного моделювання	-4,9067	—	410,7703	—	$F_p = \frac{410,7703}{353,7832} = 1,16$
Результати експериментального дослідження	—	-4,8934	—	353,7832	