

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та інженерії
(повне найменування факультету)

Кафедра автомобільного транспорту
(повне найменування кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»

ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ШЛЯХОМ
ЗАСТОСУВАННЯ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ
Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт

Освітньо – наукова програма: Інжиніринг автомобільного транспорту

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІАТм-21
Назар БИГЛЮК

Керівник:
к.т.н., доцент
Ігор МУРОВАНІЙ

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
„_____” _____ 2026 р.

к.т.н., доцент
Гарант освітньо – наукової програми:
Валерій ДЕМБІЦЬКИЙ

ЛУЦЬК 2026

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії
 Кафедра автомобілів і транспортних технологій
 Ступінь вищої освіти: магістр
 Галузь знань: 27 Транспорт
 Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт
 Освітньо-накова програма: Інжиніринг автомобільного транспорту

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою автомобілів і транспортних технологій

_____ В. ОНИЩУК
 „_____” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

_____ Биглюк Назар Васильович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема кваліфікаційної роботи: Підвищення паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей легкового автомобіля категорії М1 шляхом застосування гібридної силової установки .

Керівник роботи: к.т.н., доцент Мурований Ігор Сергійович

затверджені наказом закладу вищої освіти від «26» листопада 2025 р. № 502/01-02.

- Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» червня 2026 року.

- Вихідні дані до роботи: Автомобіль категорії М1 з ДВЗ та гібридною силовою установкою.

- Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):
Вступ.

1. Аналіз конструкцій автомобілів категорії М1 з гібридною силовою установкою
2. Вибір та обґрунтування вихідних даних для тягового розрахунку і паливної економічності автомобіля з ДВЗ і гібридною силовою установкою
3. Розробка математичної моделі автомобіля з ДВЗ і гібридною силовою установкою
4. Порівняння показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля VW 1.9 R4 TDI з ДВЗ та гібридною силовою установкою
5. Порівняння паливної економічності та токсичності автомобіля VW 1.9 R4 TDI з ДВЗ та гібридною силовою установкою
- Загальні висновки.
5. Перелік ілюстративного матеріалу: Титульний аркуш. Мета, завдання, предмет та об'єкт досліджень. Основні результати досліджень. Загальні висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «26» листопада 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз конструкцій автомобілів категорії М1 з гібридною силовою установкою	11.04.2026	
2.	Вибір та обґрунтування вихідних даних для тягового розрахунку і паливної економічності автомобіля з ДВЗ і гібридною силовою установкою	25.04.2026	
3.	Розробка математичної моделі автомобіля з ДВЗ і гібридною силовою установкою.	09.05.2026	
4.	Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля з ДВЗ та гібридною силовою установкою	16.05.2026	
5.	Визначення показників паливної економічності автомобіля з ДВЗ та гібридною силовою установкою	23.05.2026	
6	Порівняння паливної економічності та токсичності автомобіля VW 1.9 R4 TDI з ДВЗ та гібридною силовою установкою	30.05.2026	
7	Перевірка роботи на плагіат	після 01.06.2026	
8.	Оформлення пояснювальної записки та ілюстративного матеріалу відповідно до вимог	02.06.2026	
9.	Захист кваліфікаційної роботи	Згідно графіка	

Здобувач вищої освіти

(підпис)Н. БИГЛЮК

(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)І. МУРОВАНІЙ

(прізвище, ініціали)

АНОТАЦІЯ

Биглюк Н.В. Підвищення паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей легкового автомобіля категорії М1 шляхом застосування гібридної силової установки

Кваліфікаційна робота магістра освітньо-наукової програми «Інжиніринг автомобільного транспорту» спеціальності 274 Автомобільний транспорт. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2026.

Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку джерел посилань. Обсяг кваліфікаційної роботи становить 100 сторінки основного тексту, 11 таблиць, 59 рисунка та 30 джерел за переліком посилань.

У кваліфікаційній роботі досліджено доцільність використання гібридної силової установки на легковому автомобілі як одного зі шляхів зниження шкідливих викидів автотранспорту та підвищення паливної економічності. Розглянуто передумови розвитку гібридних автомобілів, особливості роботи електричного двигуна та проблеми впровадження електромобілів. Основну увагу приділено математичному моделюванню руху автомобіля з гібридною силовою установкою змішаного типу, визначенню його тягово-швидкісних властивостей і показників паливної економічності за різних їздових циклів. Обґрунтовано компоновальну схему гібридної силової установки та систему керування, що дають змогу покращити експлуатаційні характеристики автомобіля. Практичне значення дослідження полягає у можливості використання розроблених математичних моделей для прогнозування показників автомобіля на етапі проектування, що сприяє скороченню часу й витрат на створення та модернізацію транспортних засобів.

Ключові слова: автомобіль, гібрид, силова установка, математична модель, тягові властивості, швидкісні властивості, паливна економічність

ABSTRACT

Biglyuk N. Increasing fuel efficiency and traction-speed properties of a passenger car of category M1 by using a hybrid power plant

Master's qualification work of the educational and scientific program "Automobile Transport Engineering" specialty 274 Automobile Transport. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2026.

Master's qualification work consists of an introduction, four sections, conclusions, a list of references. The volume of the qualification work is 100 pages of the main text, 11 tables, 59 figures and 30 sources according to the list of references.

The qualification work investigates the feasibility of using a hybrid power plant on a passenger car as one of the ways to reduce harmful emissions of motor vehicles and increase fuel efficiency. The prerequisites for the development of hybrid cars, the features of the operation of the electric motor and the problems of introducing electric cars are considered. The main attention is paid to the mathematical modeling of the movement of a car with a hybrid power plant of a mixed type, the determination of its traction and speed properties and fuel efficiency indicators for different driving cycles. The layout diagram of the hybrid power plant and the control system are substantiated, which allow improving the operational characteristics of the car. The practical significance of the study lies in the possibility of using the developed mathematical models to predict the performance of the car at the design stage, which helps to reduce the time and costs of creating and modernizing vehicles.

Keywords: car, hybrid, power plant, mathematical model, traction properties, speed properties, fuel efficiency.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
ЗМІСТ	6
ВСТУП	8
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ	11
1.1 Історія гібридних автомобілів	11
1.2 Сучасна концепція гібридної силової установки	17
1.3 Класифікація гібридних силових установок	23
1.4 Перспективи розвитку гібридної технології	29
1.5 Висновок до розділу	31
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АВТОМОБІЛЯ З ГСУ	32
2.1 Вибір і обґрунтування схеми конструкції гібридної силової установки	32
2.2 Послідовна гібридна силова установка з планетарною передачею.....	33
2.2.1 Схема конструкції та аналіз кінематики	33
2.2.2 Режими роботи	35
2.3 Комбінована гібридна силова установка з планетарною передачею ..	37
2.3.1 Опис конструкції.....	37
2.4 Вибір схеми конструкції гібридної силової установки.....	47
2.4.1 Схема конструкції.....	47
2.4.2 Вибір режимів роботи.	48
2.4.3 Елементи конструкції.....	53
2.5 Висновки до розділу	57
3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	59
3.1 Загальний опис методики теоретичного дослідження.....	59
3.2 Порівняння паливної економічності та токсичності двигуна VW 1.9 R4 TDI при використанні його для приведення у рух автомобіля самостійно та у складі комбінованої гібридної силової установки	63
3.2.1 Загальні положення.	63

Визначення показників паливної економічності та токсичності двигуна внутрішнього згоряння за традиційної схеми приводу автомобіля.....	63
3.2.3 Розрахунок показників паливної економічності та токсичності ДВЗ при його роботі у складі гібридної силової установки.	68
3.2.4 Порівняння отриманих даних.....	72
3.3 Висновки до розділу	80
4 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГСУ	82
4.1 Детальна характеристика режимів роботи гібридної силової установки при моделюванні випробувань за змішаним їздовим циклом.....	82
4.1.1 Загальні положення	82
4.1.2 Аналіз режимів роботи силової установки	84
4.1.3 Аналіз використання та рекуперації електроенергії двигунами-генераторами	90
4.2 Висновки до розділу	93
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	95
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	97
ДОДАТКИ.....	101

ВСТУП

Актуальність теми. На сучасному етапі автомобільний транспорт відіграє важливу роль у забезпеченні мобільності населення, перевезенні вантажів та функціонуванні економічної системи. Інтенсивний розвиток автомобільного транспорту супроводжується зростанням екологічного навантаження, що особливо помітно у великих містах. Значна концентрація транспортних засобів на обмеженій території спричиняє погіршення якості атмосферного повітря, оскільки одним із головних джерел забруднення залишаються викиди двигунів внутрішнього згоряння. Їхній вплив негативно позначається як на стані довкілля, так і на здоров'ї населення.

У зв'язку з цим важливим завданням сучасного автомобілебудування є підвищення енергоефективності автомобілів, зменшення витрати палива та зниження токсичності відпрацьованих газів. Досягнення цих цілей потребує не лише вдосконалення окремих вузлів і агрегатів, а й перегляду підходів до проєктування силових установок. Особливої актуальності набувають технічні рішення, які забезпечують раціональніше використання енергії під час руху, зменшення енергетичних втрат і підвищення загальної ефективності транспортного засобу. [1; 4; 5; 13]

Одним із найбільш перспективних напрямів у цьому контексті є використання гібридних силових установок. Їхня особливість полягає у поєднанні двигуна внутрішнього згоряння з електричним приводом, що дозволяє ефективніше розподіляти навантаження між джерелами енергії. Завдяки цьому ДВЗ може працювати переважно в більш раціональних режимах, тоді як електродвигун забезпечує додаткову тягу під час розгону, руху на малих швидкостях або в режимах, де робота традиційного двигуна є менш ефективною. Крім того, гібридна схема дає змогу використовувати рекуперативне гальмування, за якого частина кінетичної енергії автомобіля перетворюється на електричну та накопичується в акумуляторній батареї. [1; 2; 4; 8; 10]

Важливою перевагою електричного двигуна є його сприятлива тягово-швидкісна характеристика. Максимальний крутний момент він розвиває вже на початку руху, що забезпечує ефективне рушення автомобіля з місця без необхідності

значного ускладнення трансмісії. Надалі, зі збільшенням частоти обертання, крутний момент змінюється плавно, що позитивно впливає на динамічні властивості транспортного засобу. Саме ці особливості електроприводу створюють передумови для спрощення конструкції трансмісії та підвищення ефективності роботи автомобіля загалом. [1; 15; 16; 18]

Мета дослідження: є оцінювання доцільності застосування гібридної силової установки на легковому автомобілі шляхом аналізу її впливу на паливну економічність, токсичність двигуна внутрішнього згоряння та експлуатаційні характеристики автомобіля порівняно з традиційною конструкцією силового приводу.

Для досягнення поставленої мети передбачено виконання таких завдань:

1. Проаналізувати сучасний стан і перспективи розвитку гібридних автомобілів, а також обґрунтувати доцільність подальшого використання гібридних силових установок.
2. Розробити математичну модель руху автомобіля з гібридною силовою установкою та на її основі визначити показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності за різних умов руху.
3. Провести теоретичні дослідження автомобіля з гібридною силовою установкою змішаного типу та перевірити адекватність розробленої математичної моделі для оцінювання тягово-швидкісних характеристик.

Об'єктом дослідження є показники тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобіля з гібридною силовою установкою в різних їздових циклах.

Предметом дослідження є вплив компоновальної схеми гібридної силової установки та умов руху на тягово-швидкісні характеристики і паливну економічність автомобіля.

Методи дослідження: у роботі використано методи математичного моделювання руху автомобіля з гібридною силовою установкою змішаного типу. Також застосовано багатоваріантні комп'ютерні розрахунки для визначення тягово-швидкісних показників і паливної економічності за різних режимів експлуатації.

Джерельну базу дослідження становлять праці українських науковців у сфері гібридних силових установок, електроприводу, рекуперативного гальмування, паливної економічності та математичного моделювання руху автомобіля, а також чинні міжнародні стандарти випробувань і оцінювання екологічних показників транспортних засобів [1–30].

Наукова новизна дослідження: полягає в обґрунтуванні доцільної схеми гібридної силової установки та принципів її керування, що забезпечують покращення тягово-швидкісних властивостей автомобіля та зниження витрати палива.

Практична цінність отриманих результатів полягає в тому, що розроблені математичні моделі можуть бути використані для попереднього оцінювання експлуатаційних характеристик автомобіля з гібридною силовою установкою ще на стадії його проєктування. Це дає змогу прогнозувати показники паливної економічності, токсичності та ефективності роботи силової установки без необхідності проведення значної кількості дорогих натурних випробувань.

Апробація результатів роботи. У межах апробації результатів дослідження взято участь у 87-й Міжнародній науковій конференції студентів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, що відбулася 07–11 квітня 2025 р. На конференції представлено доповідь на тему «Використання двигунів-генераторів для зменшення енергетичних втрат у транспорті» та участь в XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», м. Вінниця, ВНТУ, 20-22 жовтня 2025 року .

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Історія гібридних автомобілів

Концепція гібридного автомобіля сформувалася майже одночасно з розвитком автомобільного транспорту. Спочатку її призначення полягало не у зниженні витрати палива, а в підвищенні ефективності та продуктивності двигуна внутрішнього згоряння, який на початку XX ст. ще мав низький ККД, невелику потужність і значні конструктивні недоліки [1–7].

Перші гібридні автомобілі були представлені у 1899 році на Паризькому автосалоні. Один із них був розроблений бельгійським заводом *Pièper Liège* і належав до паралельних гібридів. У його конструкції поєднувалися невеликий бензиновий двигун та електродвигун, який живився від свинцево-кислотних акумуляторів (рисунок 1). Електродвигун підключався тоді, коли потужності ДВЗ було недостатньо, а акумулятори заряджалися від двигуна під час руху або стоянки з увімкненим двигуном [1; 2; 10].

Другий зразок, створений французькою компанією *Vendovelli and Priestly Electric Carriage Company*, мав послідовну схему гібридного приводу. Він був побудований на базі серійного електромобіля та мав триколісну конструкцію з двома задніми колесами, які приводилися в рух незалежними електродвигунами. Таким чином, уже наприкінці XIX ст. були сформовані базові компоновальні підходи до створення гібридних автомобілів – паралельна та послідовна схеми приводу.

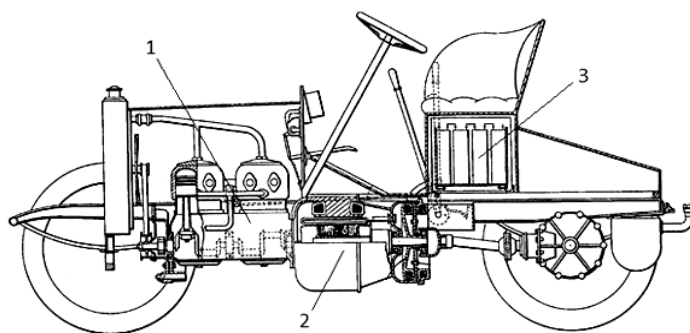


Рисунок 2.1 – Схема гібридного автомобіля Піпера:

1 – бензиновий ДВЗ; 2 – електродвигун; 3 – акумуляторна батарея

На ранньому етапі розвитку гібридних автомобілів додатковий бензиновий двигун іноді використовували не для підвищення потужності, а для збільшення запасу ходу електромобіля. Зокрема, двигун потужністю 0,75 к. с., з'єднаний із генератором на 1,1 кВт, установлювався на причіп і забезпечував підзарядку акумуляторних батарей під час руху [8].

У 1903 році Каміл Женатсі представив паралельний гібридний автомобіль із бензиновим двигуном потужністю 6 к. с. та електродвигуном потужністю 14 к. с. Електродвигун міг як заряджати батареї, так і допомагати ДВЗ у русі. Інший французький конструктор, Г. Крігер, ще у 1902 році створив послідовний гібрид із двома незалежними двигунами постійного струму, які приводили в рух передні колеса та живилися від 44 свинцево-кислотних акумуляторів. [1; 2; 10; 13]

У 1899–1914 роках було розроблено низку гібридних транспортних засобів різних компоновальних схем. Хоча в них уже застосовувалося електричне гальмування, даних про використання повноцінної рекуперації енергії під час гальмування немає. Одним із характерних прикладів раннього гібридного автомобіля був Lohner-Porsche 1903 року, створений для перегонів (рисунок 2). Завдяки гібридній силовій установці він демонстрував вищу потужність і швидкість порівняно з іншими гоночними автомобілями того періоду [8].

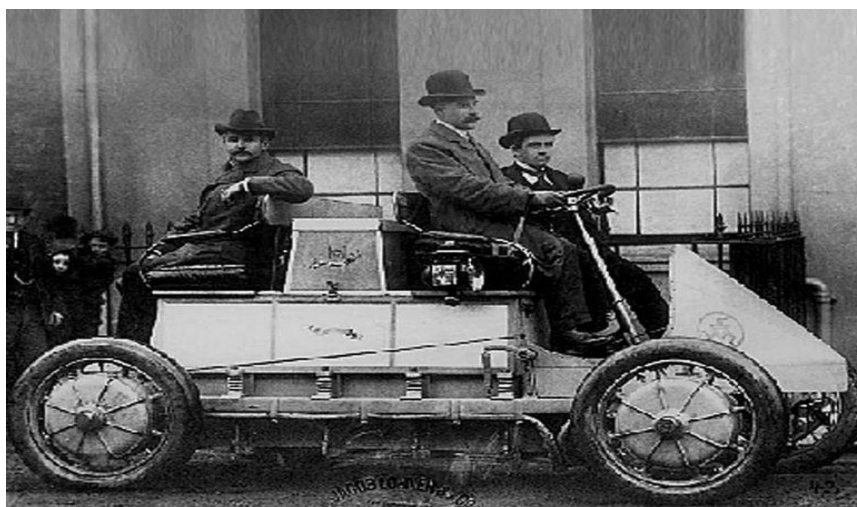


Рисунок 2 – Гібридний автомобіль «Лонер-Порше» 1903 р.

Перші гібридні автомобілі створювалися для підтримки малопотужного двигуна внутрішнього згоряння або збільшення запасу ходу електромобілів. Проте на початку ХХ ст. вони не змогли перейти до масового виробництва через швидкий розвиток ДВЗ, зниження вартості палива та ускладнення конструкції гібридного приводу. Після Першої світової війни двигуни внутрішнього згоряння стали потужнішими, компактнішими й ефективнішими, тому потреба в допоміжному електроприводі фактично зникла [2, 4, 8].

Додатковими перешкодами були висока собівартість установлення електродвигуна, ризики використання кислотних акумуляторів і складність керування електричним приводом. До середини 1960-х років електродвигуни регулювалися переважно механічними перемикачами та реостатами, що обмежувало їх ефективне застосування в гібридних автомобілях.

Відновлення інтересу до гібридних технологій пов'язують із доктором Віктором Воуком (рисунок 5). У 1975 році він створив паралельну гібридну версію Buick Skylark із роторним двигуном Mazda, механічною коробкою передач і електродвигуном постійного струму потужністю 15 к. с. Для зберігання енергії використовувалися вісім 12-вольтових акумуляторів. Автомобіль розвивав швидкість до 129 км/год і розганявся до 60 миль/год за 16 с.



Рисунок 3 – Д-р Віктор Воук та його гібридний автомобіль

У другій половині ХХ ст. інтерес до гібридних автомобілів поступово відновлювався. У 1967 році доктор Ернест Х. Вейкфільд розробляв прототип

послідовного гібридного автомобіля з двигуном-генератором змінного струму потужністю 3 кВт, який мав підтримувати заряд акумуляторної батареї. Проте через технічні проблеми ці експерименти були швидко припинені.

У 1970-х – на початку 1980-х років більшість розробок була спрямована на збільшення запасу ходу електромобілів. У цей період було створено кілька дослідних зразків, зокрема паралельні гібриди компаній Electric Auto та Briggs & Stratton [5]. Однак, незважаючи на нафтові кризи 1973 і 1977 років та зростання екологічних вимог, гібридні автомобілі не вийшли на ринок. Це пояснювалося недостатнім розвитком силової електроніки, електродвигунів і акумуляторних батарей.

Суттєве зростання інтересу до гібридних технологій відбулося у 1990-х роках, коли стало очевидно, що електромобілі ще не можуть повністю замінити традиційні автомобілі. Компанія Ford започаткувала програму Ford Hybrid Electric Vehicle Challenge, спрямовану на залучення університетів США та Європи до створення гібридних транспортних засобів.

Наприкінці XX – на початку XXI ст. автовиробники почали активно розробляти гібридні прототипи з покращеними показниками паливної економичності. Серед них були Dodge Intrepid ESX, Ford Prodigy та GM Precept (рисунок 4). Останні два автомобілі створювалися в межах програми PNGV і мали паралельну гібридну схему з невеликими турбодизельними двигунами. Попри досягнення цільових показників економичності, ці моделі залишилися експериментальними та не були запущені у серійне виробництво [5].

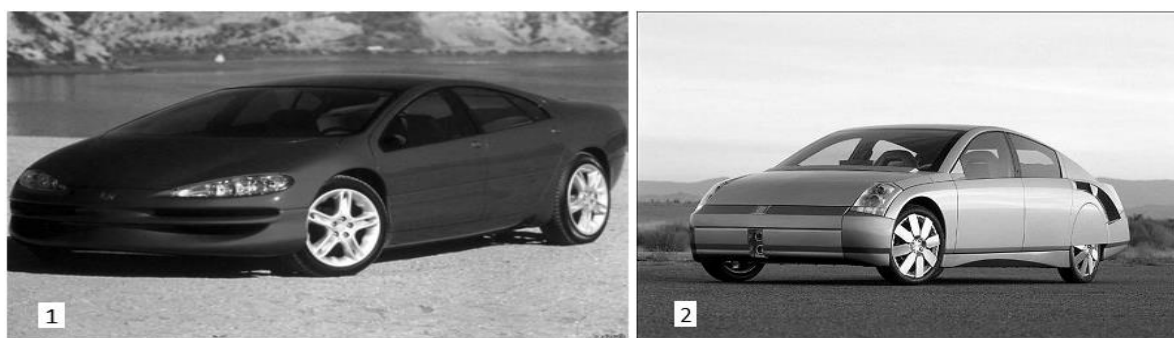


Рисунок 4 – Американські гібридні автомобілі кінця XX – початку XXI ст.: 1 – «Dodge ESX-1»; 2 – «GM Precept»

Результати європейських досліджень у сфері гібридного автомобілебудування були представлені низкою експериментальних моделей. Одним із таких прикладів став французький Renault Next – компактний паралельний гібридний автомобіль, оснащений двигуном внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням об'ємом 750 см³ та двома електродвигунами. Завдяки такій конструкції прототип демонстрував паливну економічність на рівні 29,4 км/л, водночас зберігаючи максимальну швидкість і динамічні характеристики, близькі до показників традиційних автомобілів.

До європейських розробок цього періоду також належить прототип Volkswagen Chico, створений компанією Volkswagen (рисунок 5). Його поява підтвердила зацікавленість європейських автовиробників у пошуку альтернативних компоновальних рішень, спрямованих на зменшення витрати палива та підвищення екологічності легкових автомобілів.



Рисунок 5 – Європейські гібридні автомобілі кінця XX – початку XXI ст.: 1 – «Renault Next»; 2 – «Volkswagen Chico»

Базовою платформою для цього прототипу став компактний електромобіль, оснащений нікель-метал-гідридними акумуляторними батареями та трифазним асинхронним електродвигуном. Для підзарядження батарей і забезпечення додаткової потужності в конструкції використовувався невеликий двоциліндровий бензиновий двигун [5].

Найвагоміший внесок у розвиток і подальшу комерціалізацію гібридних транспортних засобів зробили японські автовиробники. У 1997 році компанія Toyota

представила на японському ринку седан Prius, який став одним із символів нового етапу розвитку гібридних технологій. Згодом компанія Honda випустила моделі Insight та Civic Hybrid, що також отримали широке поширення.

Ці автомобілі стали доступними на міжнародному ринку та продемонстрували високі показники паливної економічності. Історичне значення Toyota Prius і Honda Insight (рисунок 6) полягає в тому, що вони належать до перших серійних гібридних автомобілів сучасного періоду, створених як відповідь на проблему надмірної витрати палива легковими автомобілями індивідуального користування [8–10].



Рисунок 6 – Японські гібридні автомобілі кінця XX – початку XXI ст.:
1 – «Toyota Prius'97»; 2 – «Honda Insight»

Сьогодні гібридні автомобілі поступово займають дедалі ширший сегмент автомобільного ринку. Якщо на початкових етапах такі технології переважно впроваджувалися у малих і середньорозмірних легкових автомобілях, то нині вони активно застосовуються також у позашляховиках, кросоверах і моделях преміумкласу.

Помітно зростає й участь європейських автовиробників у розвитку серійних гібридних транспортних засобів. Основна увага приділяється підвищенню паливної економічності, зменшенню викидів шкідливих речовин, удосконаленню систем рекуперації енергії під час гальмування та використанню нових типів накопичувачів енергії.

Важливим етапом у розвитку європейських гібридних технологій стала презентація компанією Peugeot на Паризькому автосалоні 2010 року моделі Peugeot

3008, яка вважається одним із перших серійних дизель-гібридних автомобілів (рисунок 7). Її поява засвідчила розширення технічних підходів до створення гібридних силових установок і підтвердила перспективність поєднання дизельного двигуна з електричним приводом.



Рисунок 7 – Сучасні гібридні автомобілі: 1 – «Peugeot 3008»; 2 – «Mercedes-Benz S 500 H»

Сучасна концепція гібридної силової установки

У загальному розумінні силова установка автомобіля має забезпечувати ефективну, безпечну та екологічно прийнятну роботу транспортного засобу в різних умовах експлуатації. До основних вимог, які висуваються до автомобільної силової установки, належать:

- забезпечення достатньої потужності для досягнення необхідної швидкості руху та прийнятної динаміки розгону;
- наявність достатнього запасу енергії для подолання заданої відстані без додаткового заправлення або заряджання;
- високий рівень енергетичної ефективності;
- мінімізація негативного впливу на навколишнє середовище. [1; 2; 4; 5; 30]

Сучасний автомобіль може використовувати не одне, а кілька джерел енергії, наприклад вуглеводневе паливо, акумуляторну батарею або водневі паливні елементи. Водночас у його конструкції можуть застосовуватися різні перетворювачі енергії – пристрої, які перетворюють певний вид енергії на механічну роботу. До них належать бензинові й дизельні двигуни внутрішнього згоряння, електроприводи з

живленням від акумуляторних батарей, системи на основі водневих паливних елементів тощо [3, 5, 12]. [1; 4; 5; 12; 30]

Отже, транспортний засіб, у якому поєднано два або більше джерел енергії та відповідних перетворювачів, доцільно розглядати як гібридний автомобіль. Така конструкція дає змогу поєднати переваги різних типів силових установок і підвищити паливну економічність, енергоефективність та екологічність транспортного засобу.

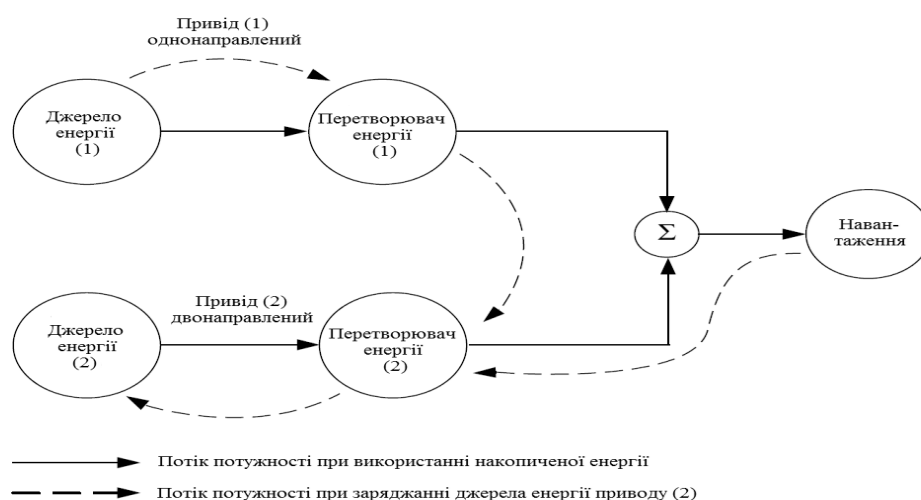


Рисунок 2.2 – Загальна схема гібридної силової установки

Гібридна силова установка автомобіля зазвичай містить не більше двох основних джерел потужності. Збільшення їх кількості ускладнює конструкцію трансмісії, оскільки виникає потреба в складнішому узгодженні потоків енергії між окремими елементами приводу. Тому найбільш поширеними є схеми, у яких поєднуються двигун внутрішнього згоряння та електрична машина з живленням від акумуляторної батареї. [1; 2; 4; 10; 30]

Однією з важливих переваг гібридних автомобілів є можливість часткового повернення енергії, яка у звичайних автомобілях із ДВЗ під час гальмування втрачається у вигляді тепла. Для цього в конструкції гібридної силової установки застосовується двонаправлений енергетичний канал, коли один із приводів може не лише передавати потужність до коліс, а й працювати в режимі генератора. Інший

привод може бути як двонаправленим, так і однонаправленим залежно від компоновальної схеми та принципу роботи силової установки [5, 7].

Гібридна силова установка передає необхідну потужність до ведучих коліс через трансмісію. При цьому можливі різні варіанти взаємодії між джерелами енергії, приводами та навантаженням (рисунок 9). Основні режими потоків потужності можна подати таким чином: [1; 2; 10; 11]

1. перший привод самостійно передає потужність до коліс автомобіля;
2. другий привод самостійно забезпечує рух транспортного засобу;
3. обидва приводи одночасно передають потужність до коліс;
4. другий привод отримує енергію від навантаження під час рекуперативного гальмування;
5. другий привод отримує енергію від першого приводу;
6. другий привод одночасно отримує енергію від першого приводу та від навантаження;
7. перший привод одночасно передає потужність до коліс і до другого приводу;
8. перший привод передає енергію другому приводу, а другий привод забезпечує рух автомобіля;
9. перший привод передає потужність до коліс, а частина енергії від навантаження спрямовується до другого приводу.

У гібридній трансмісії, що складається з двигуна внутрішнього згоряння як першого приводу та електродвигуна з акумуляторним живленням як другого приводу, кожна із зазначених схем відповідає певному режиму роботи.

Перший режим передбачає самостійну роботу двигуна внутрішнього згоряння, коли вся його потужність використовується для подолання опору руху. Такий режим може застосовуватися тоді, коли акумуляторна батарея майже розряджена і ДВЗ не має достатнього резерву потужності для її заряджання, або навпаки – коли батарея повністю заряджена, а двигун внутрішнього згоряння здатний самостійно забезпечити необхідний рух автомобіля.

Другий режим відповідає руху виключно на електричній тязі, коли двигун внутрішнього згоряння вимикається. Його доцільно використовувати за умов, у яких

ДВЗ працює неефективно, наприклад під час руху з низькою швидкістю, у заторах або в зонах із жорсткими обмеженнями щодо шкідливих викидів.

Третій режим є комбінованим, або гібридним, режимом тяги. У цьому випадку ДВЗ та електродвигун працюють одночасно. Такий режим застосовується тоді, коли автомобілю потрібна підвищена потужність, зокрема під час інтенсивного розгону, руху на підйомі або подолання значного дорожнього опору.

Четвертий режим пов'язаний із рекуперативним гальмуванням. Під час його реалізації кінетична або потенціальна енергія автомобіля перетворюється електродвигуном, який працює як генератор, в електричну енергію. Отримана енергія накопичується в акумуляторній батареї та може бути використана повторно під час подальшого руху.

П'ятий режим передбачає заряджання акумуляторної батареї від двигуна внутрішнього згоряння. Він можливий під час стоянки автомобіля з увімкненим двигуном, руху за інерцією або спуску з невеликого ухилу, коли потужність не витрачається безпосередньо на подолання навантаження.

Шостий режим поєднує заряджання акумуляторної батареї від ДВЗ та одночасне використання енергії, отриманої внаслідок рекуперативного гальмування. Така схема дає змогу ефективніше поповнювати запас електричної енергії.

Сьомий режим характеризується тим, що двигун внутрішнього згоряння одночасно забезпечує рух автомобіля та заряджає акумуляторну батарею. Цей варіант може застосовуватися тоді, коли ДВЗ працює в зоні достатньої ефективності та має надлишок потужності.

Восьмий режим передбачає, що ДВЗ заряджає акумуляторну батарею, а електродвигун використовує накопичену енергію для передавання потужності на колеса автомобіля. Такий режим є характерним для окремих схем гібридного приводу, у яких електродвигун виконує основну тягову функцію.

Дев'ятий режим передбачає одночасне використання потужності ДВЗ для руху автомобіля та заряджання акумуляторної батареї за рахунок енергії, що виникає внаслідок інерційного руху транспортного засобу. Типовим прикладом реалізації

такого принципу є конструкції, у яких один привод розміщений на передній осі, а інший – на задній [4, 9].

Різноманітність режимів роботи гібридної силової установки забезпечує значно більшу гнучкість порівняно з автомобілями, що мають лише один тип приводу. За умови правильного вибору режиму роботи для конкретної дорожньої ситуації можна підвищити загальну ефективність автомобіля, покращити його тягово-швидкісні характеристики, зменшити витрату палива та знизити токсичність відпрацьованих газів.

Водночас вибір оптимального режиму роботи гібридної установки залежить від низки чинників. До них належать компоновальна схема приводу, характеристики двигуна внутрішнього згоряння й електродвигуна, рівень заряду акумуляторної батареї, дорожні умови, швидкість руху, навантаження на автомобіль та алгоритми роботи системи керування.

Важливою умовою ефективної роботи гібридного автомобіля є забезпечення функціонування кожного приводу в зоні його найвищої ефективності. Для бензинового двигуна внутрішнього згоряння найкращі показники економічності зазвичай досягаються за режимів, близьких до повного відкриття дросельної заслінки. Відхилення від оптимального діапазону призводить до помітного зниження ефективності роботи ДВЗ. Натомість електродвигун має ширший діапазон ефективної роботи, а втрати його ККД за різних режимів є менш різкими порівняно з двигуном внутрішнього згоряння [13].

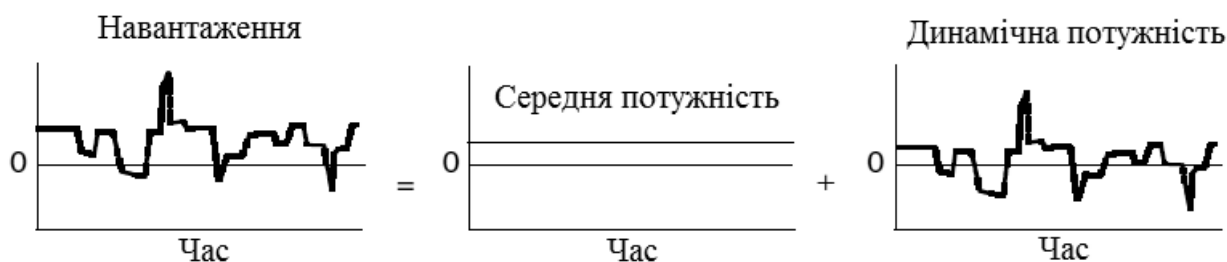


Рисунок 9 – Розкладання навантаження на постійну і змінну складову

Навантаження на транспортний засіб під час експлуатації не є сталим, оскільки воно постійно змінюється залежно від режиму руху: прискорення, сповільнення, руху на підйомах, спусках або з різною швидкістю. Фактично потужність, необхідна для подолання навантаження, складається з двох складових: середньої, або усталеної, потужності та динамічної потужності. Перша характеризує основну потребу автомобіля в енергії під час руху, а друга пов'язана з короткочасними змінами навантаження і в середньому за їздовий цикл може наближатися до нуля. У гібридних транспортних засобах такий розподіл навантаження дає змогу раціонально використовувати різні джерела потужності. Двигун внутрішнього згоряння, який ефективніше працює в усталених режимах, може забезпечувати середню потужність, необхідну для руху автомобіля. Натомість електричний привод доцільно використовувати для покриття динамічних навантажень, тобто під час прискорення, короткочасного збільшення потужності або рекуперативного гальмування. [1; 3; 4; 8]

Особливістю динамічного приводу є те, що за повний їздовий цикл сумарна виконана ним робота може дорівнювати нулю. Це означає, що він не обов'язково виконує роль основного джерела енергії, а переважно компенсує коливання навантаження, працюючи як своєрідний енергетичний демпфер. Під час одних режимів руху електродвигун віддає енергію, а під час інших – може повертати її до накопичувача, наприклад у процесі рекуперативного гальмування [8; 9; 17; 18].

У гібридних силових установках джерелом усталеної потужності може бути двигун внутрішнього згоряння, двигун Стірлінга, газотурбінний двигун або інший тепловий агрегат. Оскільки короткочасні пікові навантаження бере на себе динамічне джерело потужності, основний двигун може мати менші розміри й нижчу номінальну потужність порівняно з традиційною силовою установкою. Це дає змогу уникнути встановлення двигуна із надлишковим запасом потужності, який у звичайному автомобілі потрібен для забезпечення розгону та подолання пікових навантажень.

Водночас джерелом динамічної потужності може бути електродвигун, що живиться від акумуляторних батарей, суперконденсаторів, маховикових накопичувачів енергії або їх комбінацій. Застосування таких рішень підвищує

гнучкість роботи силової установки, дозволяє підтримувати основний двигун у зоні найвищої ефективності та сприяє зниженню витрати палива [1; 4; 8; 15; 16]/

Класифікація гібридних силових установок

Конструктивне виконання гібридної силової установки визначається характером взаємодії її основних компонентів, напрямками потоків енергії та розміщенням елементів керування. Саме спосіб поєднання двигуна внутрішнього згоряння, електродвигуна, накопичувача енергії та трансмісії впливає на принцип роботи всієї системи, її ефективність і можливості керування режимами руху.

Традиційно гібридні силові установки поділяли на два основні типи: послідовні та паралельні. Однак розвиток автомобільних технологій сприяв появі складніших схем, які не завжди можна чітко віднести лише до одного з цих типів. Тому в сучасній класифікації гібридні силові установки зазвичай поділяють на чотири основні групи: послідовні, паралельні, послідовно-паралельні та комплексні (рисунок 10) [4, 5, 11–15].

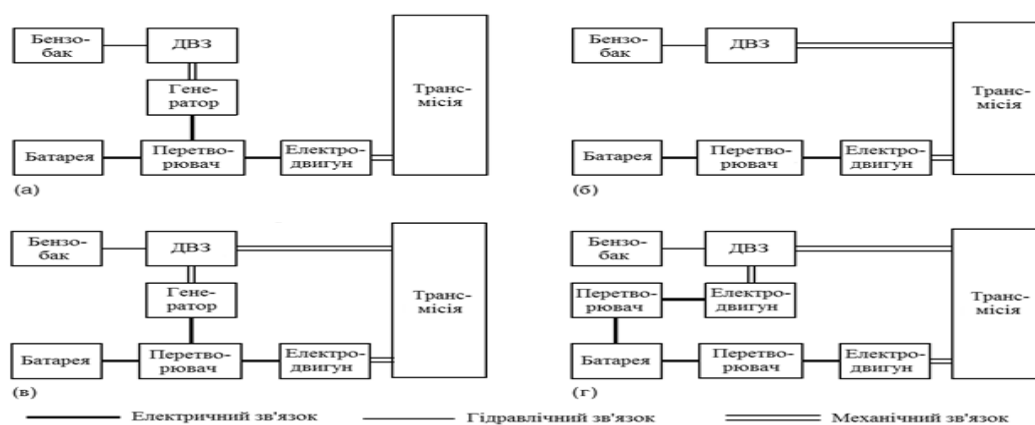


Рисунок 3 – Класифікація гібридних силових установок залежно від зв'язків між компонентами:

а) – послідовна; б) – паралельна; в) – послідовно-паралельна; г) – комбінована

Послідовна гібридна силова установка – це система, у якій автомобіль приводиться в рух тяговим електродвигуном, а двигун внутрішнього згоряння не передає потужність безпосередньо на колеса. Його основна функція полягає у приводі електричного генератора, який виробляє електроенергію для живлення електродвигуна або заряджання акумуляторної батареї (рисунок 11).

У такій схемі паливний бак і ДВЗ виступають первинним джерелом енергії, генератор перетворює механічну енергію в електричну, а акумуляторна батарея накопичує або віддає енергію залежно від режиму руху. Електроенергія через перетворювачі надходить до шини живлення та регулятора тягового електродвигуна. [1; 2; 4; 10]

Тяговий електродвигун може працювати як у режимі двигуна, забезпечуючи рух автомобіля, так і в режимі генератора під час рекуперативного гальмування. За потреби така установка може мати зарядний пристрій для підзарядження батареї від зовнішньої електромережі [10].

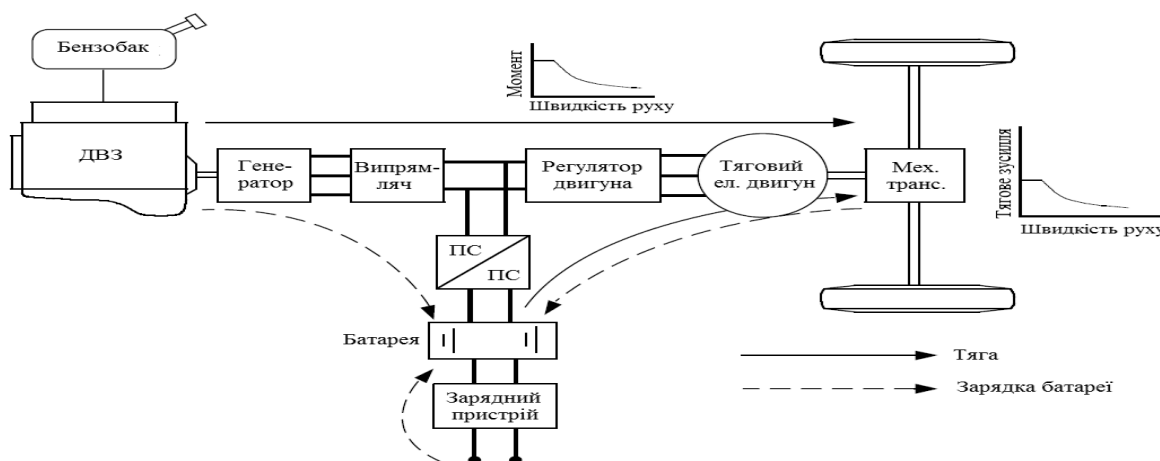


Рисунок 4 – Схема конструкції послідовної гібридної силової установки

До послідовних гібридних силових установок також можна віднести системи, у яких двигун внутрішнього згорання та електродвигун поєднані через механічний зв'язок, наприклад планетарну передачу. Це пояснюється тим, що принцип взаємодії між джерелами енергії в таких системах описується подібними математичними залежностями.

Послідовна гібридна силова установка може працювати в кількох основних режимах: рух лише на електротязі, робота від ДВЗ через двигун-генератор, комбінований гібридний режим, одночасний рух і зарядження акумуляторів, рекуперативне гальмування, зарядження батареї від двигуна-генератора, а також

заряджання акумуляторів одночасно від двигуна-генератора і тягового електродвигуна [12].

Основною перевагою послідовної схеми є те, що двигун внутрішнього згоряння механічно відокремлений від ведучих коліс. Завдяки цьому він може працювати в найбільш ефективному діапазоні, що сприяє зниженню витрати палива та токсичності відпрацьованих газів. Крім того, така схема дає змогу використовувати різні типи силових агрегатів, зокрема газотурбінні двигуни або двигуни Стірлінга, які складно застосовувати у традиційних трансмісіях.

Ще однією перевагою є спрощення трансмісії. Оскільки електродвигун має сприятливу швидкісну характеристику, він не потребує складної багатоступінчастої коробки передач. За потреби можна використовувати окремі електродвигуни для приводу різних коліс, що спрощує реалізацію повного приводу без застосування складних диференціалів і приводних валів. Також механічне відокремлення ДВЗ полегшує керування всією силовою установкою [3, 4, 9].

Водночас послідовна схема має і певні недоліки. Основний із них полягає у подвійній трансформації енергії: спочатку механічна енергія ДВЗ перетворюється генератором в електричну, а потім електродвигун знову перетворює її в механічну. Це спричиняє додаткові втрати енергії. Крім того, наявність генератора збільшує масу й вартість автомобіля, а тяговий електродвигун повинен мати достатню потужність, щоб самостійно забезпечувати рух транспортного засобу.

Паралельна гібридна силова установка відрізняється тим, що двигун внутрішнього згоряння має механічний зв'язок із ведучими колесами, як у традиційному автомобілі (рисунок 12). Електродвигун у такій системі з'єднується з трансмісією та допомагає ДВЗ під час руху. У результаті крутні моменти обох двигунів можуть підсумовуватися через механічне з'єднання, що дає змогу реалізувати різні конфігурації гібридного приводу [12].

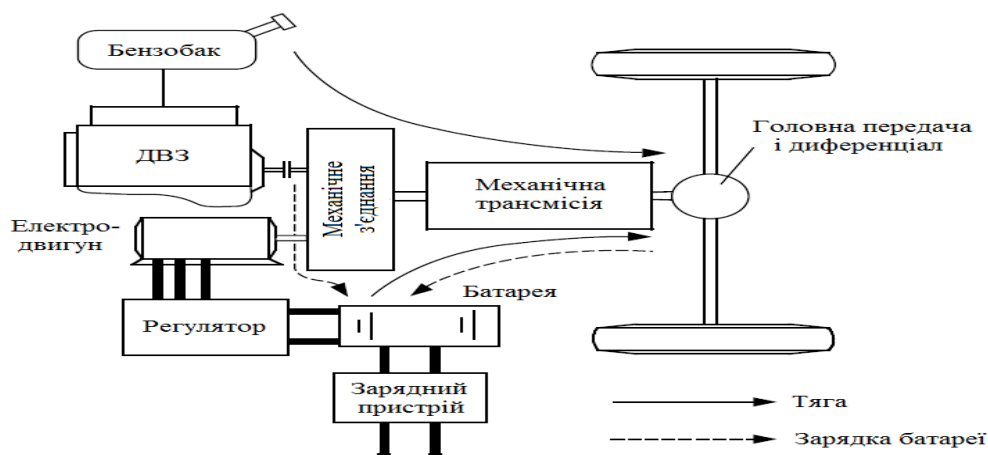


Рисунок 5 – Схема конструкції паралельної гібридної силової установки

Паралельні гібридні силові установки мають ширший діапазон режимів роботи порівняно з послідовними. Оскільки електродвигун у таких системах виконує допоміжну функцію, його можна зробити меншим за розмірами й масою. Крім того, втрати енергії у ДВЗ та електродвигуні не накладаються так, як у послідовній схемі, тому загальний ККД системи може бути вищим.

Водночас недоліком паралельної схеми є те, що двигун внутрішнього згоряння механічно з'єднаний із трансмісією і не завжди працює в оптимальному режимі. Ефективність такої системи значною мірою залежить від алгоритму керування та від того, наскільки раціонально відбувається підключення ДВЗ і електродвигуна в різних умовах руху.

Послідовно-паралельна гібридна силова установка поєднує ознаки обох попередніх схем. Її можна розглядати як паралельну систему, у якій ДВЗ не лише передає потужність на трансмісію, а й приводить генератор для заряджання батареї та живлення тягового електродвигуна (рисунок 10,в). Водночас її можна трактувати і як послідовну систему, у якій ДВЗ, окрім обертання генератора, має механічний зв'язок із трансмісією. У такій схемі генератор виконує лише функцію вироблення електроенергії і не працює як тяговий двигун [6–9].

Комбінована гібридна силова установка є близькою до послідовно-паралельної, однак відрізняється організацією електричних зв'язків між елементами. У ній додатково використовується перетворювач живлення між двигуном-

генератором і акумуляторною батареєю. Завдяки цьому обидві електричні машини можуть працювати як у режимі двигуна, так і в режимі генератора (рисунки 10,г).

За ступенем участі електричного приводу в русі автомобіля гібридні силові установки поділяють на повні та м'які.

Повні гібриди характеризуються тим, що ДВЗ і електродвигун є важливими та взаємодоповнювальними елементами силової установки. У таких системах обидва джерела енергії беруть активну участь у русі автомобіля, а двигун внутрішнього згоряння та електродвигун зазвичай спеціально проєктуються для спільної роботи [6–9]. [1; 2; 4; 13]

М'які гібриди є спрощеним варіантом повних гібридних систем. Їхня головна ідея полягає у підвищенні ефективності традиційної силової установки без радикальної зміни конструкції автомобіля. У таких системах використовується невеликий електродвигун, який зазвичай розміщується між ДВЗ і трансмісією або позаду двигуна внутрішнього згоряння.

Цей електродвигун може виконувати кілька функцій: запускати ДВЗ як стартер, працювати як генератор, надавати короточасну додаткову потужність під час розгону та частково відновлювати енергію під час гальмування. Водночас він не потребує великої акумуляторної батареї, оскільки має порівняно невелику потужність.

Перевагою м'якого гібридного приводу є те, що його легше інтегрувати в конструкцію звичайного автомобіля. При цьому основні елементи транспортного засобу – двигун, коробка передач і гальмівна система – не потребують суттєвої переробки. Саме тому м'які гібриди розглядаються як компромісне рішення між традиційними автомобілями з ДВЗ і повними гібридними системами [6–9].

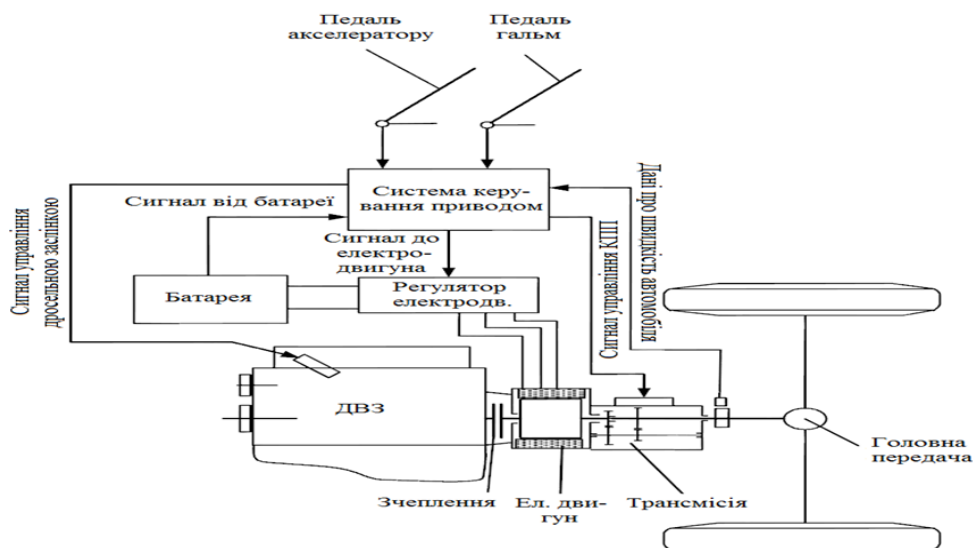


Рисунок 6 – Конфігурація паралельної системи «м'якого» гібридного приводу

На рисунку 13 наведено паралельну схему підключення електродвигуна, за якої його ротор фактично виконує роль частини вхідного валу трансмісії. Така конфігурація є однією з найпростіших серед гібридних систем цього типу. Її основними перевагами є невелика вартість реалізації та можливість інтеграції в конструкцію автомобіля без суттєвої зміни стандартних вузлів і агрегатів.

Водночас така схема має певні обмеження, зокрема меншу гнучкість керування та складність вибору оптимальних режимів роботи силової установки. Проте завдяки простоті конструкції й мінімальним змінам у трансмісії вона може ефективно використовуватися як компромісне рішення для створення «м'яких» гібридних автомобілів [9].

Послідовно-паралельна конфігурація гібридної силової установки може мати кілька конструктивних варіантів. Одним із них є система «м'якого» гібридного приводу з плаваючим статором, схематично подана на рисунку 14.

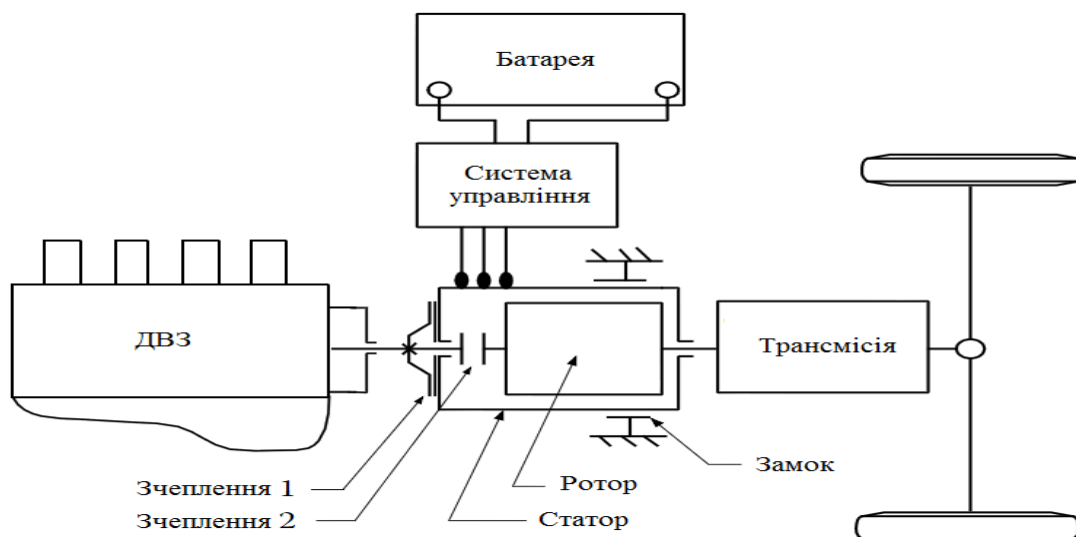


Рисунок 7 – Конфігурація послідовно-паралельної системи «м'якого» гібридного приводу з плаваючим статором

Така конфігурація розширює діапазон можливих режимів роботи системи, зокрема дає змогу жорстко з'єднати вали ДВЗ та електродвигуна, при цьому отримавши послідовну гібридну силову установку, або забезпечити електричний зв'язок між ними.

Перспективи розвитку гібридної технології

Використання гібридних силових установок замість традиційних приводів із двигуном внутрішнього згоряння має як переваги, так і певні недоліки. З одного боку, така конструкція є складнішою, потребує додаткових елементів — електродвигуна, акумуляторної батареї, генератора, силової електроніки та системи керування, що підвищує вартість автомобіля. З іншого боку, гібридна схема дає змогу суттєво покращити паливну економічність і зменшити токсичність відпрацьованих газів. [4; 5; 7; 15; 16]

Особливо ефективними є послідовні та послідовно-паралельні гібридні установки, у яких ДВЗ не завжди має жорсткий механічний зв'язок із ведучими колесами. Завдяки цьому двигун може працювати в більш вигідних режимах, близьких до зони найвищої ефективності. Додатковою перевагою є можливість рекуперації енергії під час гальмування, коли частина енергії, яка у звичайних

автомобілях втрачається у вигляді тепла, перетворюється на електричну та накопичується в акумуляторній батареї [4–8].

Сучасні гібридні автомобілі можуть забезпечувати значне зниження витрати палива порівняно з аналогічними моделями, оснащеними лише традиційними силовими установками. Важливо, що для впровадження гібридних технологій не потрібно повністю змінювати принцип роботи автомобіля або відмовлятися від наявної виробничої бази. На відміну від повного переходу до електромобілів, гібридна технологія є більш поступовим і технічно доступним шляхом зменшення споживання вуглеводневого палива та шкідливого впливу автотранспорту на довкілля. [5; 6; 7; 13; 18]

Водночас більшість сучасних гібридних автомобілів поки що використовує двигуни внутрішнього згорання, подібні до тих, що встановлюються на звичайних автомобілях. Це пояснюється тим, що створення спеціалізованих ДВЗ для роботи саме у складі гібридних силових установок потребує значних фінансових витрат і тривалого часу на розробку.

У найближчій перспективі можна очікувати подальшого зростання частки гібридних автомобілів на ринку легкових транспортних засобів, а також ширшого використання таких технологій у міських автобусах малого й середнього класу. Подальше вдосконалення гібридних систем, зокрема застосування спеціально розроблених ДВЗ, акумуляторів нового покоління та ефективніших систем керування, сприятиме ще більшому зниженню витрати палива й рівня шкідливих викидів. [5; 15; 16; 18; 30]

Отже, гібридні автомобілі можна розглядати як важливий проміжний етап розвитку автомобільного транспорту. Вони поєднують переваги традиційних автомобілів із ДВЗ та електричного приводу, забезпечуючи поступовий перехід від використання викопних видів палива до екологічно чистіших і енергоефективніших джерел енергії для транспорту [4–8].

1.5 Висновок до розділу

У першому розділі розглянуто історію розвитку, конструктивні особливості, класифікацію та перспективи використання гібридних автомобілів. Встановлено, що гібридні силові установки поєднують двигун внутрішнього згоряння, електродвигун, акумуляторну батарею та систему керування, що дає змогу ефективніше використовувати енергію.

Основними перевагами таких автомобілів є зниження витрати палива, зменшення шкідливих викидів і можливість рекуперації енергії під час гальмування.

Проаналізовано основні типи гібридних силових установок: послідовні, паралельні, послідовно-паралельні та комбіновані, кожна з яких має свої переваги й обмеження.

Отже, гібридні автомобілі є перспективним напрямом розвитку транспорту та важливим проміжним етапом переходу до більш екологічних і енергоефективних транспортних засобів.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АВТОМОБІЛЯ З ГСУ

Вибір і обґрунтування схеми конструкції гібридної силової установки

Гібридна силова установка має бути побудована за такою схемою, яка забезпечує найкращі показники паливної економічності та мінімальний рівень токсичності відпрацьованих газів. З огляду на це, послідовні, паралельні та «м'які» гібридні системи не повністю відповідають цим вимогам. У паралельній схемі двигун внутрішнього згоряння не завжди працює в оптимальному швидкісному режимі, у послідовній схемі виникають втрати через подвійне перетворення енергії, а «м'які» гібриди мають нижчу ефективність порівняно з повними гібридними установками [1; 2; 4; 10; 13].

Тому доцільним є пошук такої конструкції, яка поєднувала б переваги послідовної та паралельної схем і водночас мінімізувала їхні недоліки. Найбільш раціональним рішенням у цьому випадку можна вважати комбіновану гібридну силову установку з планетарною передачею. [1; 3; 4; 10; 11]

Основна особливість такої схеми полягає в тому, що вона забезпечує одночасний тяговий і швидкісний зв'язок між двигуном внутрішнього згоряння та двома електродвигунами-генераторами. Тому її доцільно розглядати як гібридну силову установку з тягово-швидкісним зв'язком. За своєю суттю вона поєднує принципи послідовної гібридної системи з механічним швидкісним зв'язком між ДВЗ та електродвигуном, а також додатковий електродвигун, який забезпечує тягову взаємодію. [1; 4; 10; 11; 30]

Отже, комбінована гібридна силова установка з планетарною передачею може розглядатися як один із найбільш раціональних і перспективних варіантів компонування. Її перевага полягає у можливості гнучкого керування потоками потужності між двигуном внутрішнього згоряння, електричними машинами та ведучими колесами автомобіля. Завдяки такій схемі забезпечується більш ефективно узгодження роботи ДВЗ та електроприводу в різних режимах руху, що створює передумови для покращення паливної економічності та зниження втрат енергії. Для більш повного обґрунтування переваг цієї конструкції доцільно попередньо

розглянути принцип функціонування послідовної гібридної силової установки з планетарною передачею [1; 3; 4; 10; 13].

2.1 Послідовна гібридна силова установка з планетарною передачею

Схема конструкції та аналіз кінематики

На рис. 2.1 наведено конструктивну схему послідовної гібридної силової установки з планетарною передачею. У цій системі двигун внутрішнього згоряння з'єднується з водилом планетарного механізму через зчеплення, яке виконує функцію керованої фрикційної муфти. Для фіксації водила використовується блокування 2. [1; 2; 4; 10]

Ротор електродвигуна з'єднаний із сонячною шестернею планетарної передачі, а для її блокування передбачено блокування 1. Передача крутного моменту до трансмісії здійснюється через коронну шестерню планетарного механізму, хоча її використання в конструкції не є обов'язковим [4–8, 27, 34, 35].

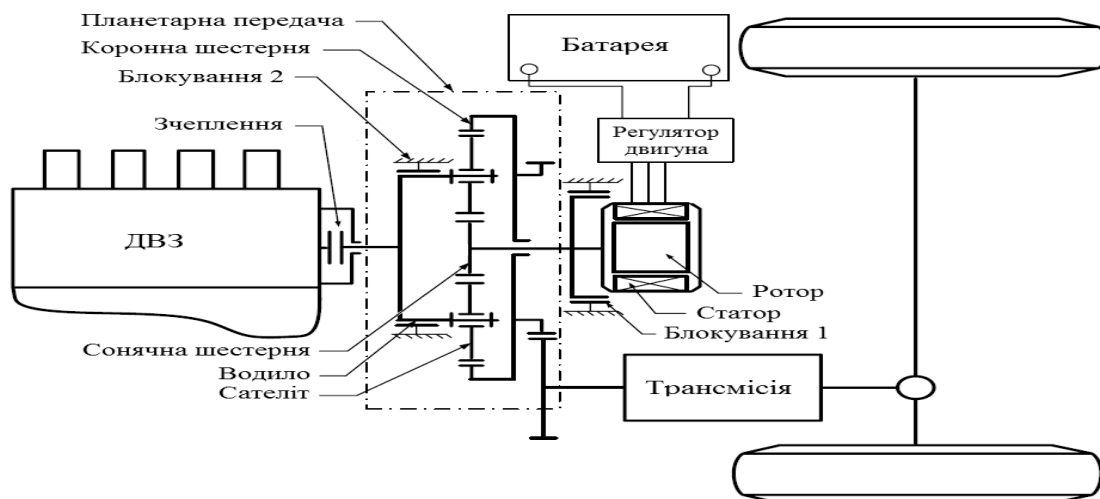


Рисунок 2.1 – Схема конструкції послідовної гібридної силової установки з планетарною передачею

Частоти обертання сонячної шестерні, коронної шестерні та водила пов'язані наступним відношенням [27]: [1; 4; 10; 25]

$$n_B = \frac{1}{1+i_{пп}} n_c + \frac{i_{пп}}{1+i_{пп}} n_K \quad (2.1)$$

де $i_{пп}$ – передаточне відношення планетарної передачі, що визначається як відношення числа зубів коронної та сонячної шестерень:

$$i_{пп} = \frac{z_K}{z_c} \quad (2.2)$$

Позначивши $1 + i_{пп}$ як k_{BC} і $\frac{1+i_{пп}}{i_{пп}}$ як k_{BK} , перепишемо вираз (2.1):

$$n_B = \frac{1}{k_{BC}} n_c + \frac{1}{k_{BK}} n_K \quad (2.3)$$

Моменти на валах сонячної шестерні, коронної шестерні та водила пов'язані наступним відношенням: [1; 4; 10; 25]

$$T_B = -k_{BC} T_c = -k_{BK} T_K \quad (2.4)$$

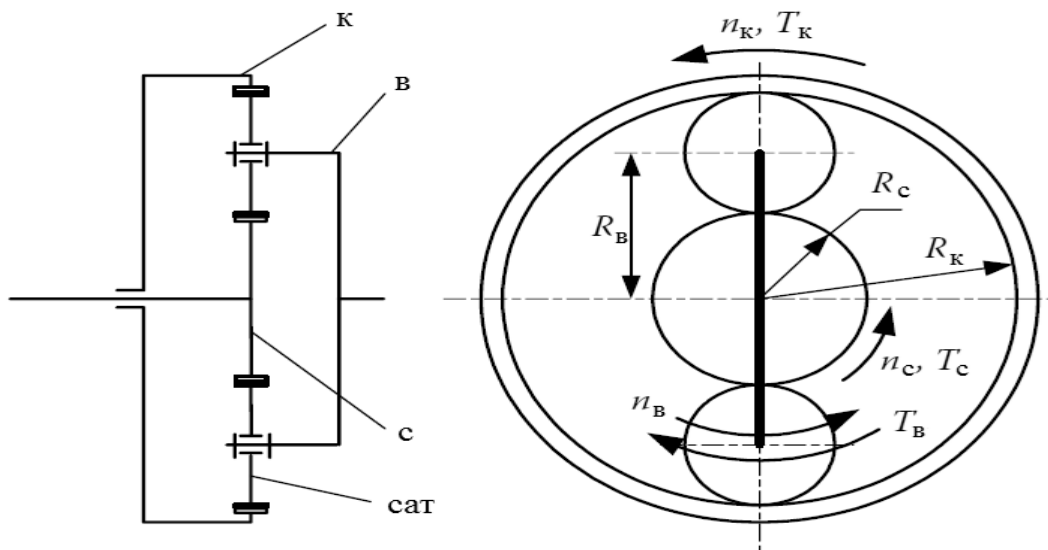


Рисунок 2.2 – Планетарна передача як механізм для реалізації швидкісного зв'язку

Таблиця 2.1 – Відношення між частотами обертання та моментами при блокуванні елементів

Зафіксований елемент	Частота	Момент
Сонячна шестерня	$n_B = \frac{1}{k_{BK}} n_K$	$T_B = -k_{BK} T_K$

Водило	$n_c = -\frac{k_{BC}}{k_{BK}} n_K$	$T_c = -\frac{k_{BK}}{k_{BC}} T_K$
--------	------------------------------------	------------------------------------

З рівняння (1.4) бачимо, що моменти на валах сонячної (T_c) та коронної (T_K) шестерень завжди мають один знак. Іншими словами, вони завжди повинні мати один напрям. А момент на валу водила (T_B) завжди протилежний до T_K та T_c . Також з рівняння (1.1) видно, що при $i_{пп} > 1$, що є основним випадком, оскільки $R_K > R_c$, T_c є найменшим, T_B найбільший, а T_K має проміжне значення. Це означає, що момент на валу водила збалансований моментами на валах сонячної та коронної шестерень. Іншими словами, крутний момент ДВЗ з одного боку обмежений потрібним крутним моментом, що визначається з рівняння тягового балансу і прикладається до коронної шестерні (T_K), а з іншого – моментом опору двигуна-генератора (T_c). Сталий режим роботи ДВЗ підтримується за рахунок рівноваги цих моментів [27].

Якщо один з елементів (сонячна шестерня чи водило) заблоковано, то один з ступенів свободи передачі зникає і вона стає одноступінчатою трансмісією (один вхідний вал і один вихідний). Відношення частот обертання та моментів у цьому випадку наведені у табл. 2.1.

2.1.2 Режими роботи

Ця конструкція гібридної силової установки дає змогу реалізувати швидкісний зв'язок між двигуном внутрішнього згоряння та електродвигуном. Його суть полягає в узгодженні частот обертання елементів приводу під час різних режимів руху автомобіля. Під час рушання автомобіля з місця ДВЗ не може працювати з нульовою частотою обертання, а коробка передач має лише фіксовані передаточні числа. Тому між вхідним і вихідним валами трансмісії потрібен гнучкий, тобто нежорсткий, зв'язок. У традиційних автомобілях цю функцію виконує фрикційне зчеплення. У розглянутій гібридній схемі такий зв'язок забезпечується не лише механічним зчепленням, а й взаємодією ДВЗ з електродвигуном через планетарну передачу. Для цього зчеплення 1 з'єднує колінчастий вал ДВЗ із водилом планетарного механізму, а блокування 1 і 2 звільняють сонячну шестерню та водило з фіксованих положень.

У такому режимі частоти обертання сонячної шестерні, коронної шестерні та водила пов'язані між собою кінематичною залежністю [16–20]. [1; 4; 10; 11]

$$n_c = k_{\text{вс}}(n_{\text{в}} - \frac{n_{\text{к}}}{k_{\text{вк}}}) \quad (2.5)$$

Поки перший із компонентів у дужках більший за другий, частота обертання електродвигуна позитивна (це відповідає руху автомобіля з малою швидкістю). Але з виразу (2.4) відомо, що момент електродвигуна має бути від'ємним:

$$T_c = -\frac{T_{\text{в}}}{k_{\text{вс}}} \quad (2.6)$$

Отже, електродвигун в даному випадку працює як генератор. Потужність генератора може бути визначена так:

$$P_{\text{д-г}} = \frac{2\pi}{60} T_c n_c = \frac{2\pi}{60} (-n_{\text{в}} T_{\text{в}} + n_{\text{к}} T_{\text{к}}) = -P_{\text{ДВЗ}} + P_{\text{т}} \quad (2.7)$$

де $P_{\text{д-г}}$ – потужність двигуна-генератора (від'ємна);

$P_{\text{ДВЗ}}$ – потужність ДВЗ;

$P_{\text{т}}$ – потужність, що передається від планетарної передачі до трансмісії.

Швидкість автомобіля (пропорційна до $n_{\text{к}}$), при якій n_c перетворюється в нуль (коли $n_{\text{в}} = \frac{n_{\text{к}}}{k_{\text{вк}}}$), називається синхронною швидкістю. З подальшим підвищенням швидкості автомобіля n_c стає від'ємною і двигун-генератор починає працювати як двигун.

Таким чином, двигун-генератор у цій схемі виконує функцію демпфера, тобто елемента, який узгоджує роботу ДВЗ із поточною швидкістю руху автомобіля. Якщо частота обертання вала двигуна внутрішнього згоряння є надмірною для заданої швидкості, її надлишок сприймається двигуном-генератором. У цьому режимі він працює як генератор і виробляє електроенергію для підзаряджання акумуляторної батареї.

Якщо ж частота обертання вала ДВЗ є недостатньою, двигун-генератор компенсує цю нестачу, використовуючи енергію, накопичену в акумуляторній батареї. Завдяки цьому ДВЗ потенційно може працювати в найбільш вигідному швидкісному діапазоні, тобто в зоні найвищого ККД і найраціональнішого використання палива [16–20]. Керування роботою такої системи здійснюється шляхом зміни струму в обмотках двигуна-генератора. Зміна електромагнітного моменту опору на його валу дає змогу підтримувати стабільний режим роботи ДВЗ навіть за зміни швидкості руху автомобіля. Крім того, така схема дає можливість реалізувати кілька важливих режимів: самостійну роботу ДВЗ, рух лише за рахунок електродвигуна та рекуперативне гальмування. Водночас недоліком цієї конструкції є неможливість повного підтримання сталого тягового режиму. Якщо з боку коліс зростає потреба у крутному моменті, це компенсується збільшенням крутного моменту ДВЗ за рахунок підвищення подачі палива. Тобто двигун внутрішнього згоряння усе ж частково залежить від зміни навантаження на автомобіль. Можлива реалізація режиму роботи ДВЗ, при якому $T_{\text{ДВЗ}} \neq \text{const}, n_{\text{ДВЗ}} = \text{const}$.

2.2 Комбінована гібридна силова установка з планетарною передачею

2.2.2 Опис конструкції

Недоліком розглянутої вище конструкції є те, що під час спільної роботи двигуна внутрішнього згоряння та електродвигуна в ній реалізовано лише швидкісний зв'язок. Унаслідок цього на більшості режимів руху автомобіль приводиться в дію переважно за рахунок потужності ДВЗ, тоді як електродвигун виконує допоміжну функцію. Його основне призначення полягає у підтриманні сталого режиму роботи двигуна внутрішнього згоряння та запобіганні його роботі на перехідних і неефективних режимах. Крім того, така схема не забезпечує можливості підтримання постійного тягового режиму роботи ДВЗ [16–20]. На рис. 2.3 наведено схему гібридної силової установки з тягово-швидкісним зв'язком. У цій конструкції планетарна передача забезпечує взаємодію між двигуном внутрішнього згоряння та двома електричними машинами. ДВЗ і двигун-генератор з'єднані відповідно з

водилом і сонячною шестернею планетарного механізму, що створює умови для більш гнучкого розподілу потужності між елементами силової установки.. Коронна шестерня сполучена з ведучими колесами через

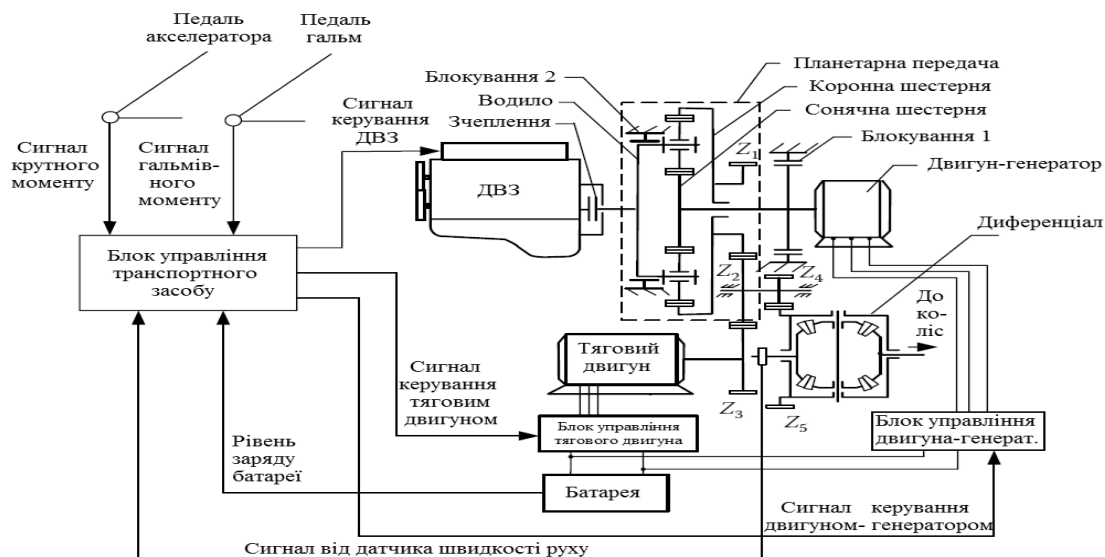


Рисунок 2.3 – Загальна схема конструкції гібридної силової установки з тягово-швидкісним зв'язком (комбінована)

передачі z_1 , z_2 , z_4 , z_5 і диференціал. Тяговий двигун під'єднаний до ведучих коліс через передачі z_3 , z_2 , z_4 , z_5 і диференціал. У даній конструкції використовується одне зчеплення і два блокування. Зчеплення слугує для з'єднання чи роз'єднання ДВЗ та водила. Блокування 1 використовується для фіксування вала двигуна-генератора, блокування 2 фіксує водило. За допомогою керування зчепленням, блокуваннями, ДВЗ, двигуном-генератором та тяговим електродвигуном можна реалізувати багато режимів роботи силової установки.

2.3.2. Режими роботи.

Перед переходом до детального розроблення конструкції гібридної силової установки та визначення її робочих режимів доцільно попередньо охарактеризувати всі режими, які можуть бути реалізовані на основі обраної схеми. Це важливо, оскільки саме ця конструкція надалі приймається як базова для подальшого аналізу [16–20].

Режим швидкісного зв'язку. У цьому режимі тяговий електродвигун не бере участі в роботі, тобто є знеструмленим. Взаємодія між двигуном внутрішнього згоряння та елементами трансмісії здійснюється через планетарну передачу. У межах цього режиму можуть бути реалізовані три підрежими.

Самостійна робота ДВЗ. У цьому підрежимі зчеплення увімкнене, тому двигун внутрішнього згоряння з'єднується з водилом планетарної передачі. Блокування 1 фіксує сонячну шестерню, двигун-генератор залишається знеструмленим, а блокування 2 звільняє водило. За таких умов ДВЗ самостійно передає крутний момент на ведучі колеса автомобіля, тобто рух забезпечується лише за рахунок механічної енергії двигуна внутрішнього згоряння.

Напрямок передавання енергії в цьому режимі наведено на рис. 2.4. Залежність між частотою обертання колінчастого вала ДВЗ та частотою обертання ведучих коліс визначається виразом:

$$n_{\text{кол.}} = \frac{k_{\text{вк}} n_{\text{ДВЗ}}}{i_{\text{к-кол.}}} \quad (2.8)$$

де $n_{\text{кол.}}$ і $n_{\text{ДВЗ}}$ - частоти обертання ведучих коліс і ДВЗ;

$i_{\text{к-кол.}}$ - передаточне відношення між коронною шестернею та ведучими колесами (див. рис. 2.2 та 2.3), що виражається як:

$$i_{\text{к-кол.}} = \frac{z_5 z_2}{z_1 z_4} \quad (2.9)$$

де z_1, z_2, z_4 і z_5 - числа зубів відповідних зубчатих коліс.

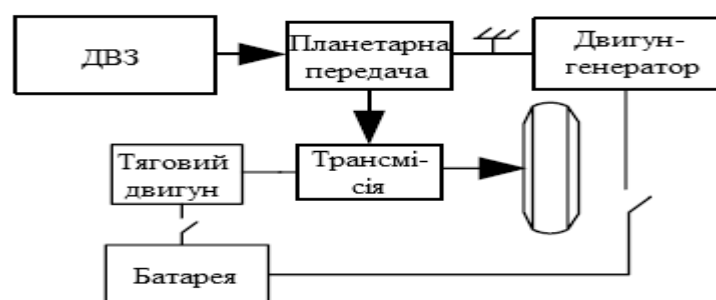


Рисунок 2.4 – Схема підрежиму самостійної роботи ДВЗ

Крутний момент, що передається від ДВЗ до ведучих коліс, визначається за залежністю:

$$T_{\text{кол.}} = \frac{i_{\text{к-кол.}} \eta_{\text{вк}} \eta_{\text{к-кол.}} T_{\text{ДВЗ}}}{k_{\text{вк}}} \quad (2.10)$$

де $T_{\text{кол.}}$ - момент на ведучих колесах автомобіля;

$\eta_{\text{вк}}$ - ККД зубчатої передачі між водило та коронною шестернею; [1; 2; 4; 10]

$\eta_{\text{к-кол.}}$ - ККД передачі між коронною шестернею та ведучими колесами.

Самостійна робота двигуна-генератора. У цьому підрежимі двигун внутрішнього згоряння вимкнений, а зчеплення може перебувати як у роз'єднаному, так і в з'єднаному стані. Блокування 1 звільняє сонячну шестерню та вал двигуна-генератора, тоді як блокування 2 фіксує водило планетарної передачі. За таких умов автомобіль приводиться в рух лише за рахунок двигуна-генератора.

Напрямок передавання енергії в цьому режимі наведено на рис. 2.5. Залежність між частотою обертання ведучих коліс і частотою обертання вала двигуна-генератора визначається таким виразом [16–20]:

$$n_{\text{кол.}} = - \frac{k_{\text{вк}} n_{\text{д-г}}}{k_{\text{вс}} i_{\text{к-кол.}}} \quad (2.11)$$

$$T_{\text{кол.}} = \frac{k_{\text{вс}} i_{\text{к-кол.}} \eta_{\text{ск}} \eta_{\text{к-кол.}} T_{\text{д-г}}}{k_{\text{вк}}} \quad (2.12)$$

де $\eta_{\text{ск}}$ - ККД зубчатої передачі між сонячною та коронною шестернею;

$n_{\text{д-г}}$ - частота обертання вала двигуна-генератора.

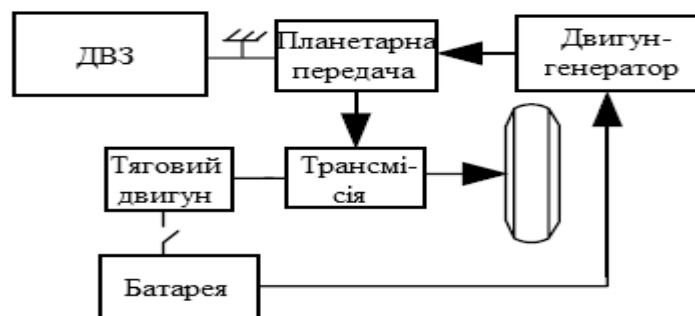


Рисунок 2.5 – Схема роботи силової установки в підрежимі самостійної роботи двигуна-генератора

Робота ДВЗ і двигуна-генератора в режимі швидкісного зв'язку. У цьому підрежимі зчеплення увімкнене, тому двигун внутрішнього згоряння з'єднаний із водилом планетарної передачі. Блокування 1 і 2 при цьому вимкнені, тобто сонячна шестерня та водило залишаються вільними. За таких умов ДВЗ і двигун-генератор працюють спільно, а їхня взаємодія забезпечується через планетарний механізм.

Відповідно до залежності (2.5), частоти обертання ведучих коліс, вала ДВЗ і вала двигуна-генератора пов'язані між собою таким співвідношенням [16–20]:

$$n_{\text{кол.}} = \frac{k_{\text{вк}}}{i_{\text{к-кол.}}} (n_{\text{ДВЗ}} - \frac{1}{k_{\text{вс}}} n_{\text{д-г}}) \quad (2.13)$$

а моменти мають залежність:

$$T_{\text{кол.}} = \frac{i_{\text{к-кол.}} \eta_{\text{вк}} \eta_{\text{к-кол.}}}{k_{\text{вк}}} T_{\text{ДВЗ}} = \frac{k_{\text{вс}} i_{\text{к-кол.}} \eta_{\text{ск}}^b \eta_{\text{к-кол.}}}{k_{\text{вк}}} T_{\text{д-г}} \quad (2.14)$$

де b – індекс, що залежить від режиму роботи двигуна-генератора.

Виходячи з (2.7) і (2.13), загальна залежність між частотами та моментами має вигляд:

$$n_{\text{кол.}} T_{\text{кол.}} = n_{\text{ДВЗ}} T_{\text{ДВЗ}} + n_{\text{д-г}} T_{\text{д-г}} \quad (2.15) [1; 4; 10; 25]$$

Тут $n_{\text{кол.}}$ пропорційна частоті обертання тягового двигуна, а $T_{\text{кол.}}$ визначається з рівняння тягового балансу.

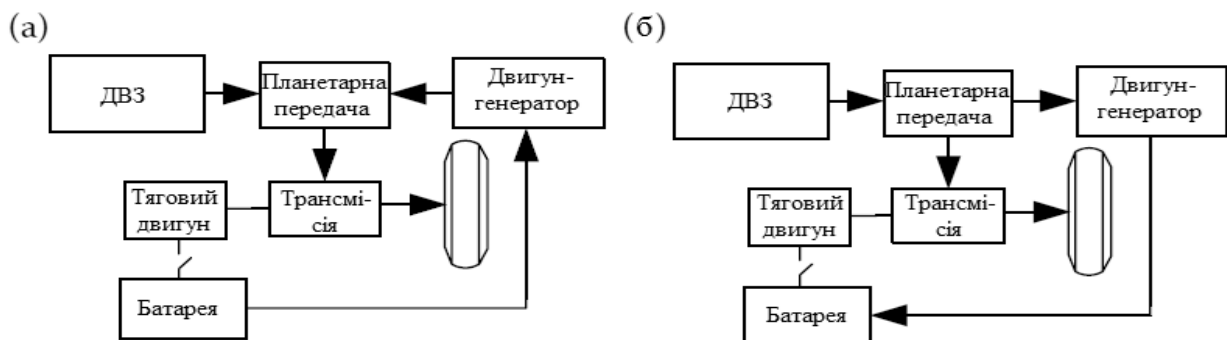


Рисунок 2.6 – Схематичне зображення підрежиму спільної роботи двигуна внутрішнього згоряння та двигуна-генератора в режимі швидкісного зв'язку:

а) при роботі двигуна-генератора в режимі двигуна; б) при роботі двигуна-генератора в режимі генератора

Якщо частота обертання вала двигуна-генератора має від'ємне значення, він працює в режимі генератора, і в розрахунках приймається $b = 1$. Якщо ж двигун-генератор працює в режимі електродвигуна, тоді $b = -1$. За заданої швидкості руху автомобіля частота обертання вала ДВЗ може підтримуватися на сталому рівні шляхом зміни частоти обертання вала двигуна-генератора.

Відповідно до залежності (2.13), крутні моменти ДВЗ, двигуна-генератора та ведучих коліс взаємопов'язані між собою. Це означає, що зміна моменту на одному з елементів системи спричиняє зміну моментів на інших елементах. Напрямок передавання енергії в цьому підрежимі роботи силової установки наведено на рис. 2.6 [16–20].

Режим тягового зв'язку. У разі ввімкнення тягового електродвигуна його крутний момент може додаватися до моменту, що передається через коронну шестерню. Якщо тяговий двигун підключається до кожного з трьох попередньо розглянутих підрежимів, можна отримати шість додаткових варіантів роботи силової установки з тяговим, або точніше тягово-швидкісним, зв'язком. Це пов'язано з тим, що тяговий електродвигун може функціонувати як у режимі двигуна, так і в режимі генератора [16–20].

Самостійна робота ДВЗ із тяговим двигуном у режимі двигуна. У цьому підрежимі двигун внутрішнього згоряння самостійно передає потужність до трансмісії, а тяговий електродвигун додатково створює крутний момент. Такий варіант відповідає основному режиму роботи паралельної гібридної силової установки, коли електродвигун допомагає ДВЗ під час руху. Напрямок передавання енергії показано на рис. 2.7.

Самостійна робота ДВЗ із тяговим двигуном у режимі генератора. У цьому підрежимі двигун внутрішнього згоряння забезпечує рух автомобіля та одночасно передає частину потужності на тяговий електродвигун, який працює як генератор. Отримана електроенергія використовується для заряджання акумуляторної батареї.

Такий режим є характерним для паралельної гібридної силової установки під час заряджання батареї від ДВЗ. Напрямок енергетичних потоків наведено на рис. 2.8.

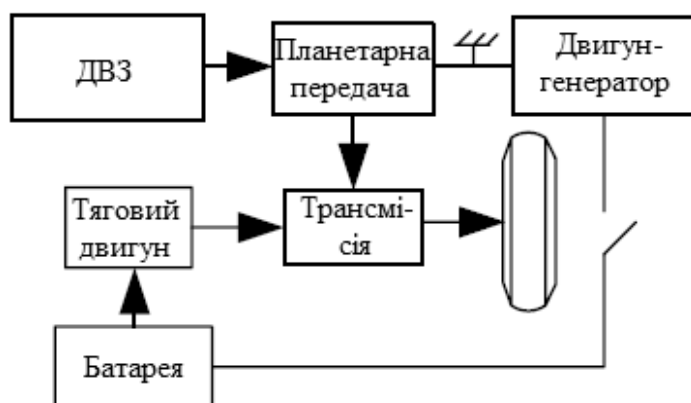


Рисунок 2.7 – Схема підрежиму самостійної роботи ДВЗ із тяговим двигуном у режимі двигуна

Самостійна робота двигуна-генератора з тяговим двигуном у режимі двигуна. У цьому підрежимі рух автомобіля забезпечується спільною роботою двигуна-генератора та тягового електродвигуна. За принципом дії він є подібним до режиму, у якому ДВЗ працює разом із тяговим двигуном, однак у цьому випадку замість двигуна внутрішнього згоряння використовується двигун-генератор. Напрямок передавання енергії наведено на рис. 2.9.

Самостійна робота двигуна-генератора з тяговим двигуном у режимі генератора. Цей підрежим також подібний до попередньо розглянутого варіанта із заряджанням батареї, але замість ДВЗ у ньому працює двигун-генератор. Проте практичне використання такого режиму є недоцільним, оскільки частина енергії, що надходить від акумуляторної батареї до двигуна-генератора, після перетворення знову повертається до цієї ж батареї. Це створює зайві енергетичні втрати без корисного ефекту для руху автомобіля. Напрямок енергетичних потоків показано на рис. 2.10.

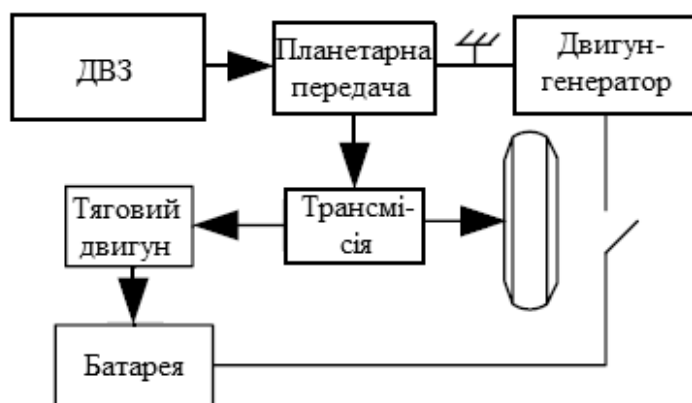


Рисунок 2.8 – Схема під режиму самостійної роботи ДВЗ плюс тяговий двигун у режимі генератора

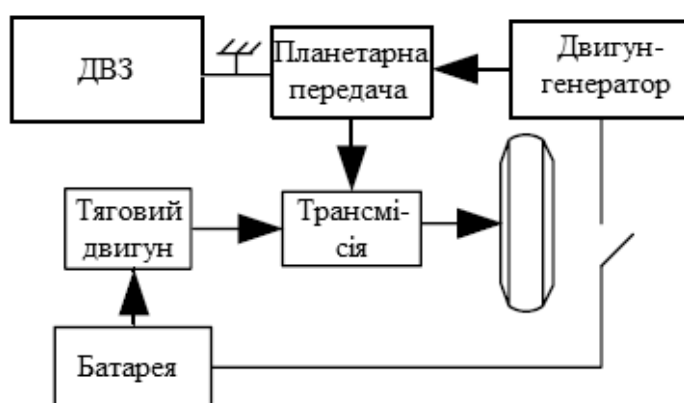


Рисунок 2.9 – Схема під режиму самостійної роботи двигуна-генератора плюс тяговий двигун у режимі двигуна

Робота ДВЗ і двигуна-генератора в режимі швидкісного зв'язку з тяговим двигуном у режимі двигуна. У цьому під режимі реалізується повний тягово-швидкісний зв'язок між основними елементами гібридної силової установки. Двигун внутрішнього згоряння працює разом із двигуном-генератором і тяговим електродвигуном, забезпечуючи узгоджене передавання потужності до трансмісії.

Двигун-генератор у цьому режимі може виконувати функцію як двигуна, так і генератора, що показано на рис. 2.11. Якщо він працює як двигун, такий варіант доцільно застосовувати під час руху автомобіля з високою швидкістю. Це дає змогу

обмежити частоту обертання колінчастого вала ДВЗ і підтримувати його роботу в зоні найвищої ефективності [18–22].

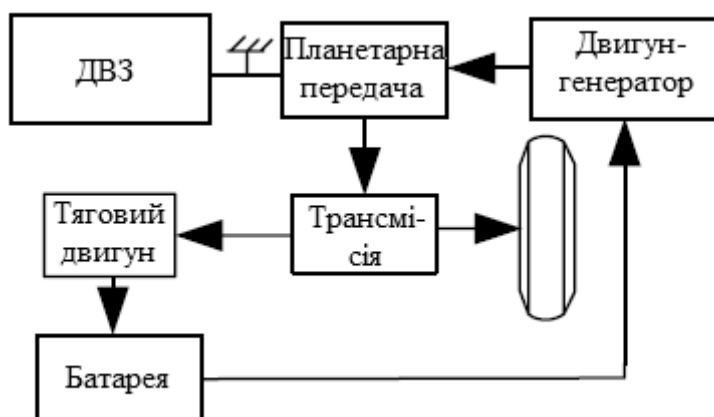


Рисунок 2.10 – Схема роботи силової установки в підрежимі самостійної роботи двигуна-генератора з функціонуванням тягового двигуна в генераторному режимі

У випадку, коли двигун-генератор працює як генератор, цей режим може застосовуватися під час руху автомобіля з малою швидкістю. За таких умов ДВЗ може працювати з вищою частотою обертання, залишаючись у діапазоні оптимальних енергетичних показників. Двигун-генератор при цьому сприймає частину швидкісного навантаження, тобто умовно «поглинає» надлишок частоти обертання вала ДВЗ і перетворює частину механічної енергії в електричну.

Виходячи із залежності (2.14), загальне рівняння, яке описує взаємозв'язок між крутними моментами та частотами обертання елементів силової установки в цьому підрежимі, має такий вигляд:

$$n_{\text{кол}}(T_{\text{кол.}} - T_{\text{тд}}) = n_{\text{ДВЗ}}T_{\text{ДВЗ}} \pm n_{\text{д-г}}T_{\text{д-г}} \quad (2.16)$$

де $T_{\text{тд}}$ - крутний момент тягового двигуна (його частота обертання пропорційна $n_{\text{кол}}$).

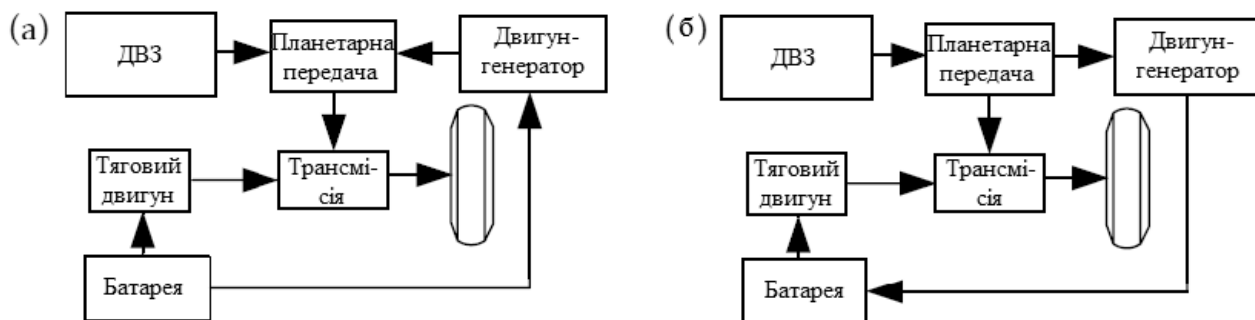


Рисунок 2.11 – Схема підрежиму спільної роботи ДВЗ і двигуна-генератора з швидкісним зв'язком плюс тяговий двигун у режимі двигуна:

а) – двигун-генератор у режимі двигуна; б) – двигун-генератор у режимі генератора

За такої схеми двигун внутрішнього згоряння і двигун-генератор продовжують працювати в режимі швидкісного зв'язку через планетарну передачу, а тяговий двигун забезпечує генерування електроенергії для заряджання акумуляторної батареї. Напрямок передавання енергії в цьому підрежимі наведено на рис. 2.12.

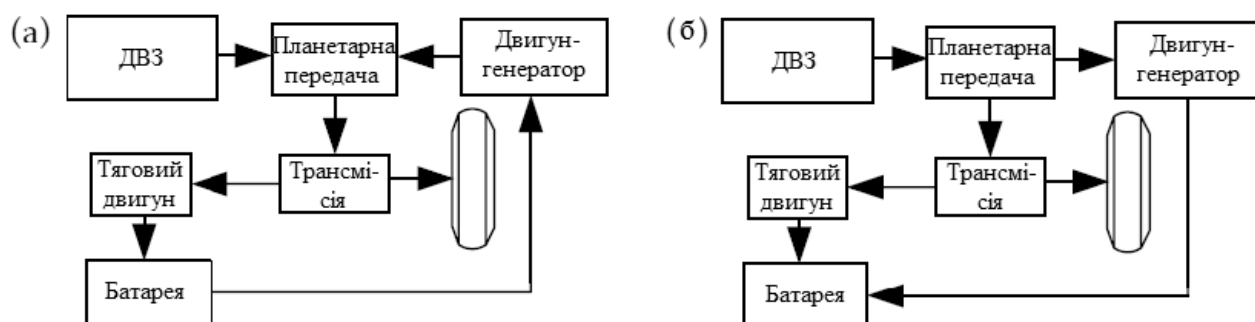


Рисунок 2.12 – Схема підрежиму спільної роботи ДВЗ і двигуна-генератора з швидкісним зв'язком плюс тяговий двигун у режимі генератора:

а) – двигун-генератор у режимі двигуна; б) – двигун-генератор у режимі генератора

Рекуперативне гальмування. У цьому режимі двигун внутрішнього згоряння вимкнений, а зчеплення роз'єднане, тобто ДВЗ не бере участі в роботі силової установки [18–22]. Можливі напрями передавання енергії під час рекуперативного гальмування наведено на рис. 2.13.

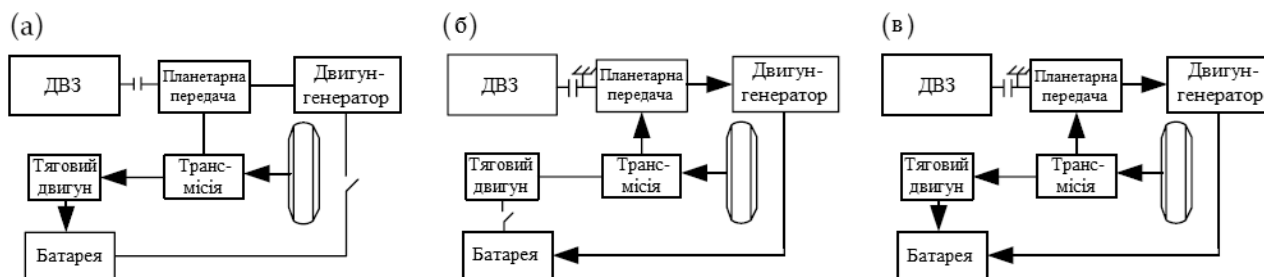


Рисунок 1.13 – Рекуперативне гальмування:

- а) – тяговий двигун гальмує самостійно; б) – двигун-генератор гальмує самостійно;
в) – тяговий двигун і двигун-генератор гальмують разом

З погляду ефективності роботи гібридної силової установки доцільно використовувати не всі можливі режими, а лише ті, які забезпечують раціональний розподіл потужності та мінімальні енергетичні втрати.

Введення до схеми тягового електродвигуна дає змогу підтримувати сталий крутний момент двигуна внутрішнього згоряння. Завдяки цьому може бути реалізований режим роботи силової установки, за якого ДВЗ функціонує з постійними параметрами: $T_{\text{ДВЗ}} = \text{const}, n_{\text{ДВЗ}} = \text{const}$.

2.3 Вибір схеми конструкції гібридної силової установки

2.3.2 Схема конструкції.

Як вже було зазначено, силова установка буде побудована на базі схеми з тягово-швидкісним зв'язком, описаної в п. 2.2. Доцільно застосувати більш компактне компонування, коли один з електродвигунів безпосередньо сполучений з коронною шестернею, а вал ротора іншого, з'єднаний з сонячною шестернею, виконаний у вигляді трубки, всередині якої проходить вал водила. Дана схема зображена на рис. 2.14.

2.3.3 Вибір режимів роботи.

Режими роботи ДВЗ та двигунів-генераторів 1 і 2 вибираємо відповідно до умов руху автомобіля. Найбільш доцільно застосувати такі режими:

Автомобіль не рухається. Якщо батарея повністю заряджена і автомобіль не рухається, ДВЗ може бути зупинений. Він стартує автоматично, якщо батарея буде потребувати зарядки (рис. 2.15).

Старт з місця. При старті автомобіля з місця тільки двигун-генератор 2 (далі ДГ2) вмикається і надає потужність. ДВЗ не працює і автомобіль рухається на електричній тязі. Вал двигуна-генератора 1 (далі ДГ1) вільно обертається у протилежному напрямі, і електроенергія при цьому не виробляється (рис. 2.16).

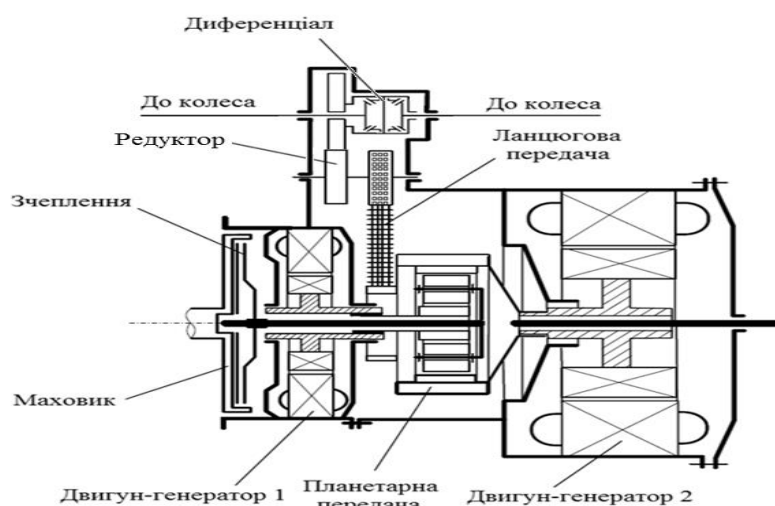


Рисунок 2.14 – Схема компоновання основних елементів гібридної силової установки (схема гібридної трансмісії) [18-22]

Старт двигуна. Коли швидкість автомобіля досягає 20 км/год, ДВЗ стартує. При цьому ДГ1 відіграє роль стартера (рис. 2.17).

Розгін при малій швидкості за участі ДВЗ. У цьому режимі потужність ДВЗ витрачається на обертання ведучих коліс і ДГ1, який працює у режимі генератора. ДГ2 може допомагати ДВЗ, якщо це потрібно, залежно від потужності ДВЗ та умов руху. Енергія, що генерується ДГ1, може бути рівною тій, що витрачається ДГ2 (рис. 2.18).

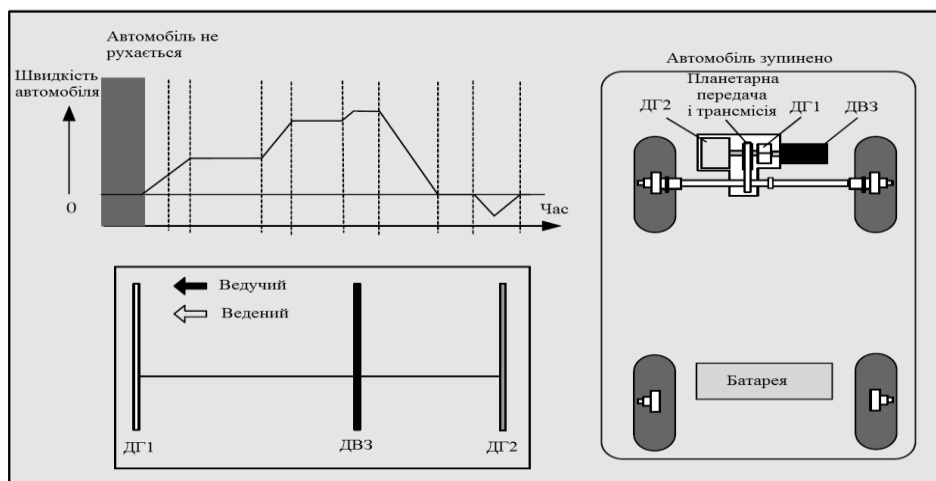


Рисунок 2.15 – Режим роботи силової установки, коли автомобіль не рухається

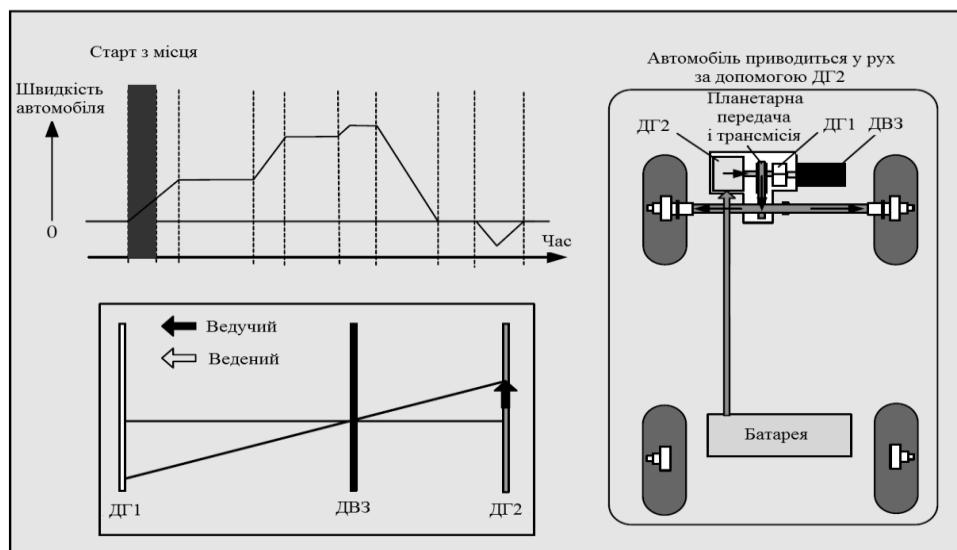


Рисунок 2.16 – Режим роботи силової установки, коли автомобіль стартує з місця

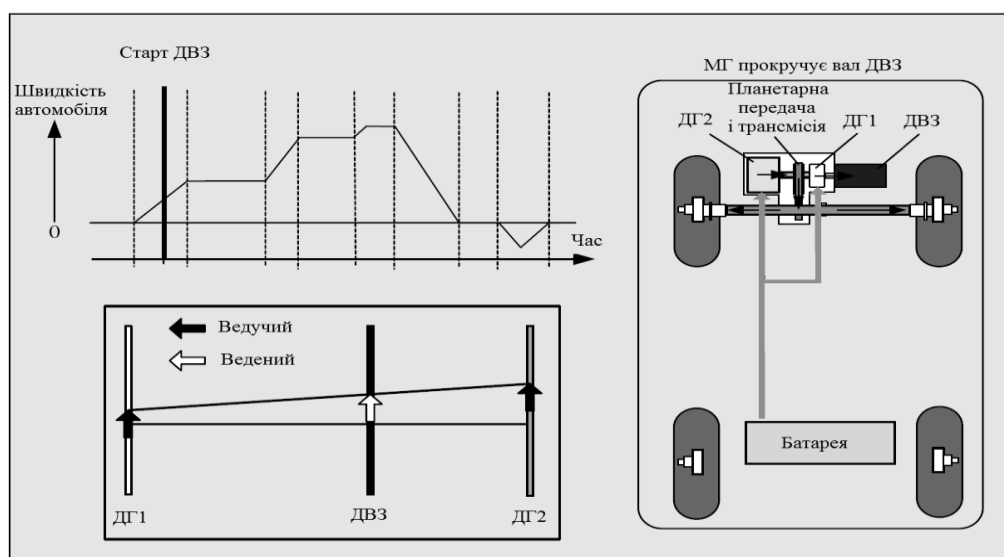


Рисунок 2.17 – Режим роботи силової установки у момент старту ДВЗ

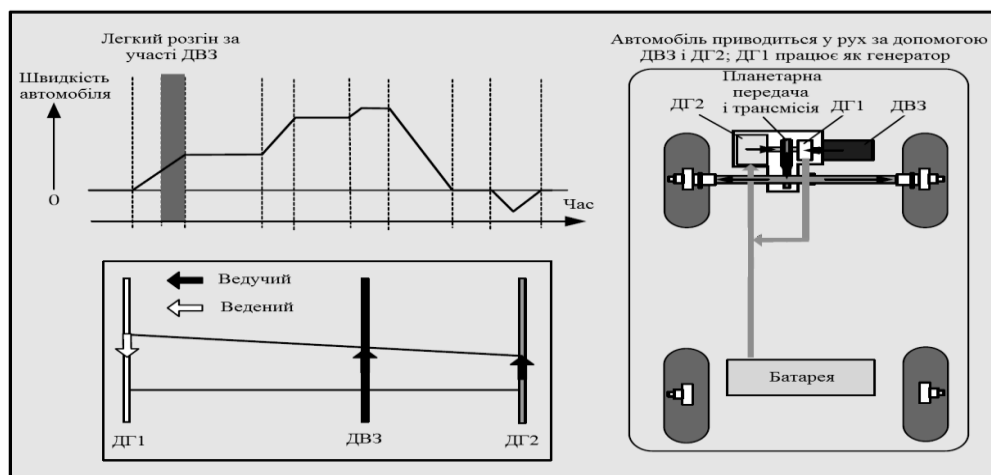


Рисунок 2.18 – Розгін при малій швидкості

Рух з малою швидкістю. Цей режим є подібним до розгону на малій швидкості. Автомобіль рухається з невеликою швидкістю, а силова установка працює в режимі, що забезпечує плавне передавання потужності та раціональне використання енергії (рис. 2.19).

Розгін при високій швидкості. У цьому режимі потужність двигуна внутрішнього згоряння використовується для приводу ведучих коліс і одночасного обертання ДГ1, який працює як генератор. ДГ2 виконує допоміжну тягову функцію та додає потужність до ДВЗ. При цьому енергія, яку споживає ДГ2, перевищує кількість енергії, виробленої ДГ1 (рисунок 2.20).

Рух з високою швидкістю. Під час руху з високою швидкістю вал ДГ1 фіксується, а силова установка переходить у режим тягового зв'язку. У цьому випадку автомобіль приводиться в рух за рахунок спільної роботи ДВЗ і ДГ2 (рисунок 2.21).

Рух з максимальною швидкістю. У режимі максимальної швидкості обидва електричні двигуни-генератори – ДГ1 і ДГ2 – отримують енергію від акумуляторної батареї та працюють як електродвигуни. Вони допомагають ДВЗ, забезпечуючи додаткову потужність для руху автомобіля (рисунок 2.22).

Сповільнення або гальмування. Під час сповільнення двигун внутрішнього згоряння вимикається. ДГ2 переходить у режим генератора і, обертаючись від ведучих коліс, перетворює частину кінетичної енергії автомобіля в електричну.

Отримана енергія використовується для заряджання акумуляторної батареї (рисуюнок 2.23).

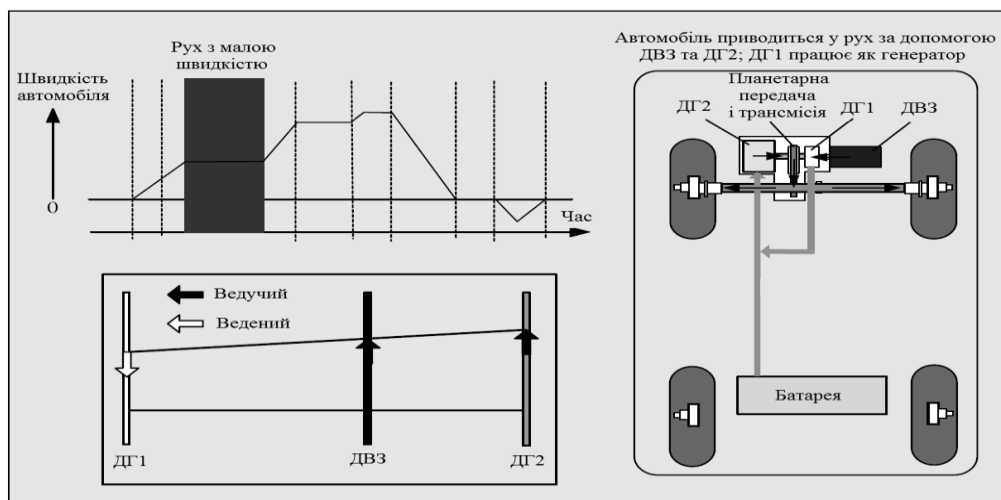


Рисунок 2.19 – Рух з малою швидкістю

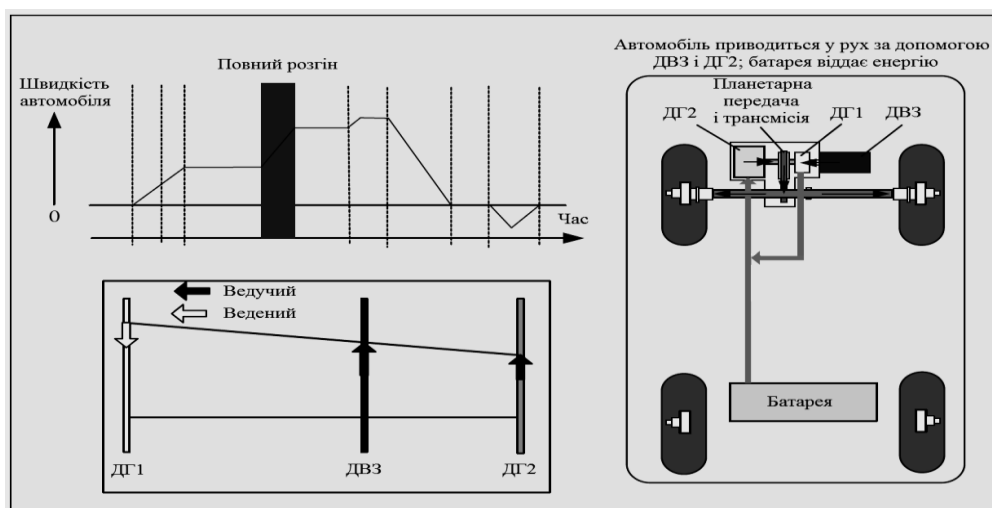


Рисунок 2.20 – Розгін при високій швидкості

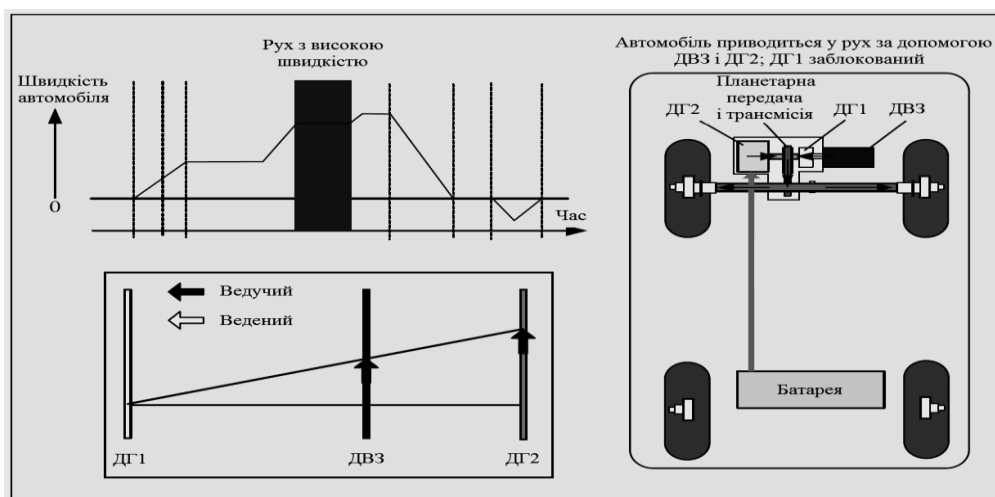


Рисунок 2.21 – Рух з високою швидкістю

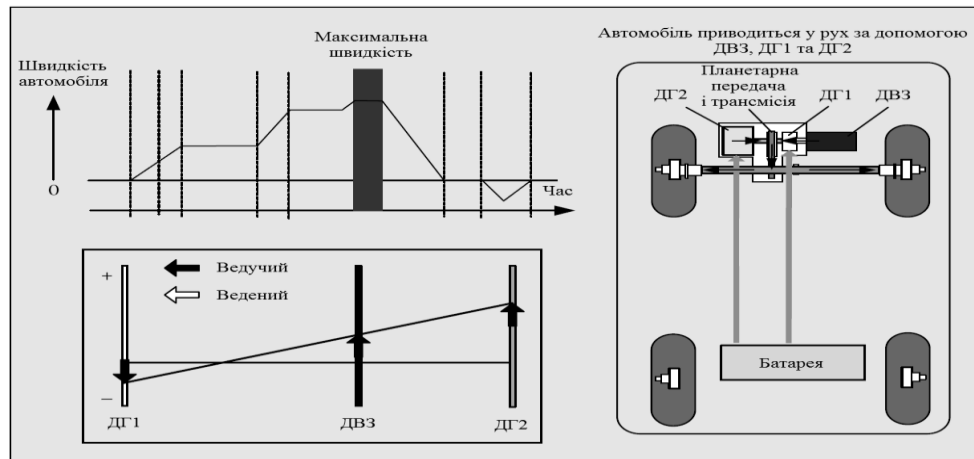


Рисунок 2.22 – Рух з максимальною швидкістю [1; 4; 8; 10]

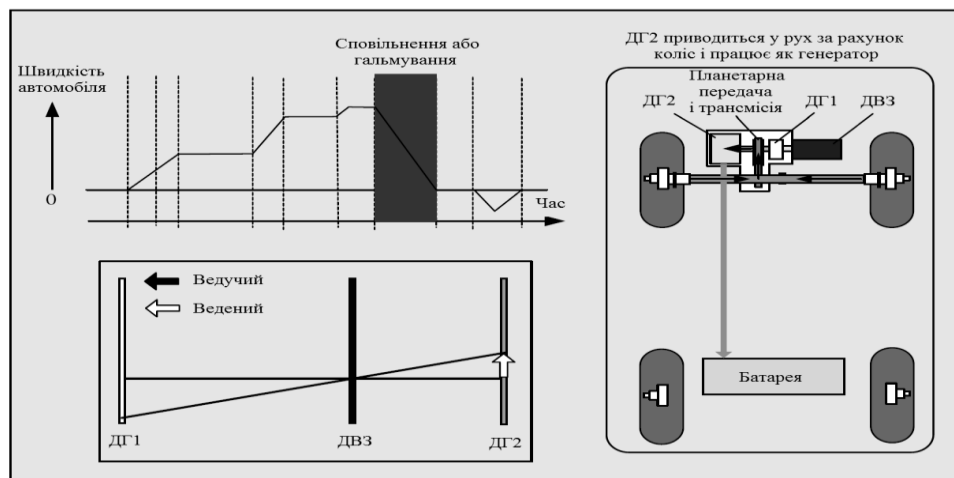


Рисунок 2.23 – Сповільнення або гальмування

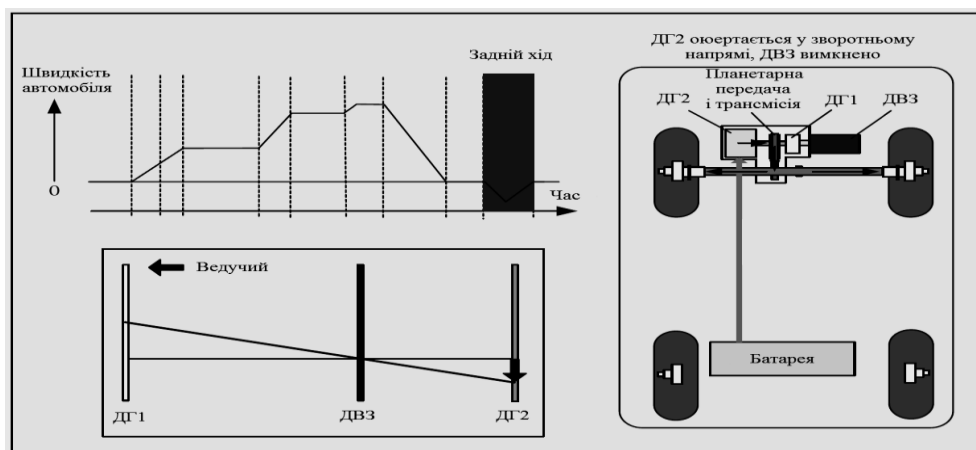


Рисунок 2.24 – Задній хід

Задній хід. Коли автомобіль рухається заднім ходом, ДГ2 обертається у протилежному напрямі і працює як двигун. ДВЗ вимкнений, ДГ1 вільно обертається, як показано на рис. 2.24.

2.3.4 Елементи конструкції

Гібридна силова установка є складною технічною системою, до складу якої входять не лише основні елементи – двигун внутрішнього згоряння, електродвигуни-генератори та акумуляторна батарея, – а й низка допоміжних пристроїв, необхідних для керування, перетворення та розподілу енергії. На рис. 2.25 подано детальну схему такої установки, яка охоплює такі основні компоненти [18–28]:

- гібридну трансмісію, до складу якої входять двигуни-генератори ДГ1 і ДГ2 та планетарна передача;
- двигун внутрішнього згоряння, що виконує роль основного джерела механічної енергії;
- інверторний пристрій, який забезпечує перетворення та регулювання електричної енергії.

Він містить інвертор для перетворення постійного струму від акумуляторної батареї у трифазний струм для живлення електродвигунів, підсилювач струму або підвищувач напруги, а також перетворювач постійного струму для заряджання додаткової низьковольтної батареї.

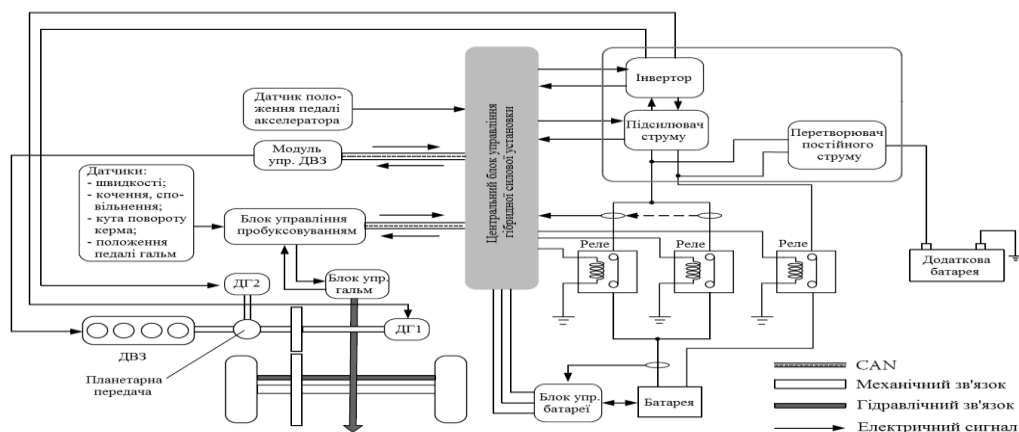


Рис. 2.25. Схема конструкції гібридної силової установки та взаємодії її елементів

- центральний блок управління гібридної силової установки, який збирає інформацію від датчиків, обробляє її та генерує управляючі сигнали до модуля управління ДВЗ, інверторного пристрою, блоку управління батареї та блоку управління пробуксовуванням;
- датчик положення педалі акселератора, який перетворює кут нахилу педалі у електричний сигнал;
- блок управління пробуксовуванням, який відповідає за режим рекуперативного гальмування;
- модуль управління ДВЗ;
- батарею (основну батарею високої напруги);
- блок управління батареї, який стежить за рівнем заряду;
- реле, які вмикають та вимикають електричні кола;
- додаткову батарею, від якої живляться елементи управління системою.

Нижче подано короткий опис і характеристику основних елементів гібридної силової установки.

Двигун внутрішнього згорання. Оскільки головною метою застосування гібридної силової установки є зменшення витрати палива та зниження токсичності відпрацьованих газів, доцільним є використання дизельного двигуна. Порівняно з бензиновими ДВЗ дизелі зазвичай мають вищий коефіцієнт корисної дії, нижчу питому витрату палива та кращі екологічні показники завдяки ефективнішому процесу згорання паливної суміші [14, 15, 22].

Для проведення розрахунків, випробувань і математичного моделювання роботи гібридної силової установки як приклад типового автомобільного турбодизеля обрано двигун VW 1.9 R4 TDI. Його технічні характеристики можуть бути використані як вихідні дані для оцінювання паливної економічності, токсичності та ефективності роботи установки.

Конструктивне виконання	4-циліндровий турбодизель	рядний
Робочий об'єм	1896 см ³	
Діаметр циліндра	79,5 мм	
Довжина ходу поршня	95,5 мм	
Ступінь стискання	19,5:1	
Номінальна потужність	81 кВт (110 к. с.) при 4150 хв ⁻¹	
Максимальний крутний момент	235 Н·м при 1900 хв ⁻¹	
Приготування суміші	Безпосереднє впорскування палива електронно-регульованим паливним насосом розподільчого типу	
Очистка відпрацьованих газів	Повернення ВГ і каталізатор окислення	

Гібридна трансмісія включає в себе:

- ДГ1, який генерує електроенергію;
- ДГ2, який приводить автомобіль у рух;
- планетарну передачу, що забезпечує зв'язок між ДГ1 та ДГ2 і ДВЗ;
- редуктор, що складається з ланцюгової та зубчатої передач;
- диференціал.

Схема гібридної трансмісії зображена на рис. 2.14. Основні параметри трансмісії наведені у табл. 2.2.

Батарея має забезпечувати роботу електродвигунів у складі силової установки протягом тривалого часу. Вона також повинна мати якомога кращі експлуатаційні характеристики і мінімальну масу [25-29].

Таблиця 2.2 – Основні параметри гібридної трансмісії

Планетарна передача	
Число зубів коронної шестерні	24
Число зубів сателітів	24
Кількість сателітів	3
Число зубів сонячної шестерні	48

Диференціал	
Передаточне число головної передачі	3,389
Ланцюгова передача	
Число зубів ведучої зірочки	36
Число зубів веденої зірочки	36
Зубчата передача	
Число зубів шестерні	50
Число зубів колеса	54

Як джерело електричної енергії для живлення електродвигунів у гібридній силовій установці з тягово-швидкісним зв'язком доцільно використовувати акумуляторну батарею з послідовно з'єднаних модулів. Її сумарна напруга має становити близько 200 В, що є достатнім для забезпечення роботи потужних електродвигунів у різних режимах руху. [1; 15; 16; 18; 30]

Одним із перспективних варіантів є використання літій-органічної, або літій-йодової, акумуляторної батареї. Такі елементи живлення характеризуються високою щільністю енергії, достатнім ресурсом роботи та доброю ефективністю. Їхнім недоліком є відносно висока вартість, однак технологія виробництва таких батарей уже є достатньо відпрацьованою. Тому вони можуть розглядатися як раціональний вибір для застосування у складі послідовно-паралельних гібридних силових установок автомобілів [25–29].

Двигуни-генератори ДГ1 і ДГ2 – це два однакові трифазні електродвигуни змінного струму, які можуть працювати як у режимі двигуна, так і в режимі генератора. У режимі двигуна вони забезпечують тягову потужність або допомагають ДВЗ, а в режимі генератора – виробляють електроенергію для заряджання акумуляторної батареї.

Як приклад для розрахунків і моделювання можна використати електродвигуни, що встановлювалися на Toyota Prius з 2004 року. Їхні технічні характеристики доцільно застосовувати як вихідні дані для подальшого аналізу роботи гібридної силової установки.

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигун генератора

Максимальна напруга	500 В
Максимальна потужність	и 1040-5600 хв ⁻¹
Максимальний крутний момент	при 0-1200 хв ⁻¹
Система охолодження	рідинна

2.4 Висновки до розділу

Обрано конструктивну схему гібридної силової установки, яка поєднує переваги послідовної та паралельної конфігурацій і дає змогу зменшити вплив їхніх основних недоліків. Найбільш доцільним рішенням є використання комбінованої гібридної силової установки з планетарною передачею, оскільки така схема забезпечує гнучкий розподіл потоків потужності між двигуном внутрішнього згоряння, електродвигунами та трансмісією.

У роботі розглянуто режими функціонування послідовної гібридної силової установки, визначено її переваги й недоліки, а також проаналізовано конструктивну схему з кінематичного погляду. Встановлено, що послідовна схема дає змогу підтримувати ефективний швидкісний режим роботи ДВЗ, проте має обмеження, пов'язані з подвійним перетворенням енергії та неможливістю повноцінного тягового зв'язку.

Окремо проаналізовано силову установку з тягово-швидкісним зв'язком. У цій конструкції планетарна передача забезпечує взаємодію між ДВЗ і двома електричними машинами. Двигун внутрішнього згоряння з'єднаний із водилом планетарної передачі, а двигун-генератор – із сонячною шестернею, що дає змогу узгоджувати швидкісні режими роботи елементів приводу.

Для подальшого підвищення паливної економічності доцільно реалізувати також тяговий зв'язок, за якого крутний момент, що передається на трансмісію, формується як сума моментів ДВЗ та електродвигуна. Для цього в конструкцію

необхідно додати ще один електродвигун, механічно з'єднавши його з коронною шестернею планетарної передачі. Такий підхід забезпечує ефективніше використання потужності обох джерел енергії та покращує експлуатаційні характеристики гібридного автомобіля.

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Загальний опис методики теоретичного дослідження

Основним завданням теоретичного дослідження є порівняння показників паливної економічності та токсичності ДВЗ та гібридної силової установки, у якій використовується цей же двигун. Розрахунок даних показників проведено на основі моделювання випробувань двох однакових автомобілів, на одному з яких встановлено двигун VW 1.9 R4 TDI, що самостійно приводить автомобіль у рух, а інший має гібридну силову установку на базі цього двигуна. Конструкція установки відповідає описаній у розділі 2 [14, 15, 22]. [4; 7; 13; 24; 29]

Для оцінки паливної економічності і характеристик токсичності двигуна VW 1.9 R4 TDI та гібридної силової установки на його базі застосовано математичні моделі руху автомобіля за змішаним європейським їздовим циклом (ECE+EUDC test cycle), який складається з чотирьох міських (ECE) та одного позаміського (EUDC) сегментів. Цей їздовий цикл використовується для сертифікації легкових автомобілів у ЄС відповідно до директиви ЕЕС 90/C81/01 [14, 24-26]. Графічно він зображений на рис. 3.1. [24; 29; 30]

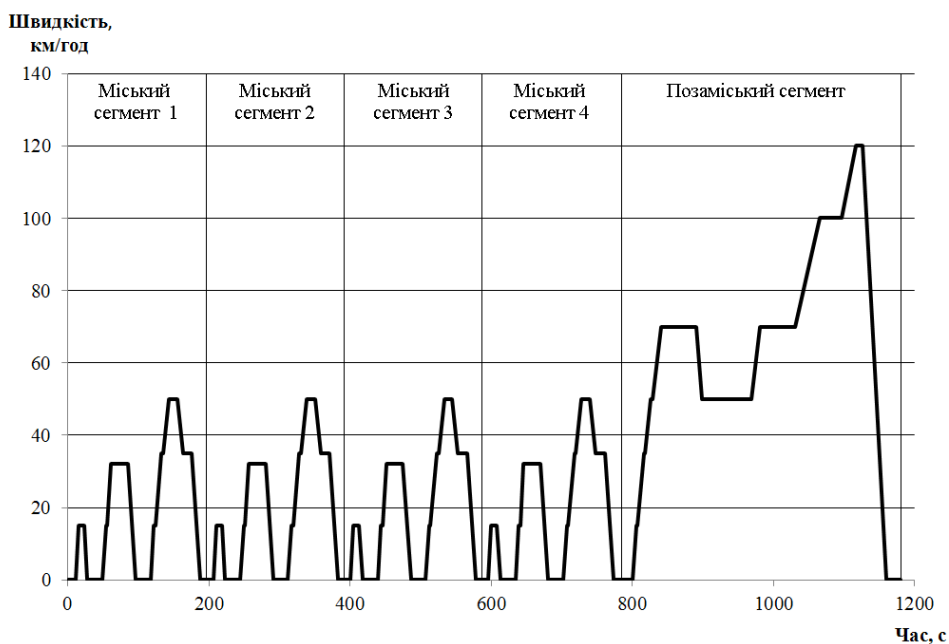


Рисунок 3.1 – Змішаний європейський їздовий цикл

Змішаний європейський їздовий цикл являє собою послідовність режимів руху автомобіля, які імітують реальні умови експлуатації. До нього входять простій автомобіля з працюючим двигуном, розгін, рух із сталою швидкістю та гальмування. Така структура дає змогу наближено відтворити рух транспортного засобу як у міських умовах, так і на позаміських ділянках. Тому результати випробувань за цим циклом можуть бути використані для оцінювання паливної економічності та токсичності автомобіля в умовах, наближених до реальної експлуатації [30, 34, 35].

Для дослідження роботи автомобіля з дизельним двигуном у змішаному їздовому циклі використано математичну модель руху, розроблену асистентом кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу Національного транспортного університету М. В. Павловським. Ця модель дає змогу визначати показники паливної економічності та токсичності двигуна під час руху автомобіля. Зокрема, вона дозволяє розрахувати секундну витрату палива в кожній точці циклу, сумарну витрату палива для окремих процесів і всього циклу, а також концентрації та масові викиди шкідливих речовин. [24; 25; 26]

Для теоретичного аналізу комбінованої гібридної силової установки, розглянутої у попередніх розділах, на основі цієї моделі розроблено власну математичну модель. Вона враховує взаємодію між двигуном внутрішнього згоряння та електродвигунами-генераторами. Крім паливної економічності й токсичності, така модель дає змогу оцінювати параметри роботи електричних машин, зокрема споживаний і генерований ними струм [14–21]. [1; 4; 10; 13; 30]

До основних вихідних даних математичної моделі руху автомобіля з дизельним двигуном належать:

- власна маса автомобіля;
- маса вантажу;
- момент інерції двигуна;
- момент інерції колеса;
- динамічний радіус колеса;
- передаточні числа коробки передач і головної передачі;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії;

- коефіцієнт опору коченню з урахуванням аеродинамічного опору;
- коефіцієнт обтічності автомобіля;
- густина повітря;
- площа поперечного перерізу автомобіля;
- характеристики палива.

У розрахунках також використовуються коефіцієнти регресії, визначені для конкретної моделі двигуна – VW 1.9 R4 TDI. Приклад розрахунку за цією математичною моделлю наведено в додатку А. [4; 24; 25; 26]

Для моделювання руху автомобіля з дизель-гібридною силовою установкою, крім зазначених параметрів, додатково враховуються характеристики планетарної передачі. До них належать числа зубів сонячної шестерні та сателітів, на основі яких визначається число зубів коронної шестерні, а також коефіцієнти, що характеризують передаточні відношення. Окремо враховується коефіцієнт корисної дії електродвигунів. [1; 4; 10; 25]

Важливою умовою порівняльного аналізу є врахування конструктивних відмінностей між звичайною дизельною силовою установкою та гібридною. У гібридній установці використовується безступінчаста механічна трансмісія, функцію якої виконує планетарна передача. Натомість математична модель автомобіля з дизельним двигуном передбачає застосування механічної п'ятиступінчастої коробки передач.

Через це під час моделювання руху за змішаним їздовим циклом ділянки розгону в обох моделях будуть дещо відрізнятися. Для забезпечення коректнішого порівняння прийнято однакові проміжки часу, відведені для розгону автомобіля в обох варіантах моделювання (див. рис. 3.2).. Це дає змогу зіставити показники паливної економічності та токсичності дизельної й дизель-гібридної силової установки в наближених умовах руху.

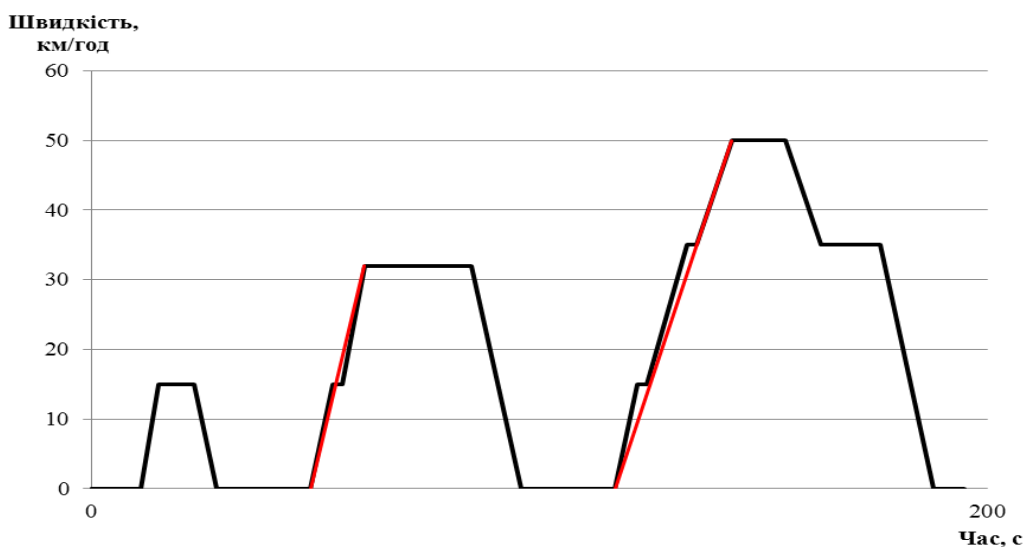


Рисунок 3.2 – Ділянки розгону при застосуванні механічної 5-ступінчатої та безступінчастої (позначені червоним) трансмісії на прикладі міського сегменту їздового циклу

Слід зазначити, що математичні моделі, використані для теоретичного дослідження, мають певні обмеження, оскільки будь-яке моделювання передбачає спрощення реальних процесів і не може враховувати всі чинники, які впливають на результат [27–30]. [24; 25; 26; 29; 30]

У розробленій моделі руху автомобіля з дизель-гібридною силовою установкою за змішаним їздовим циклом прийнято низку спрощень. Зокрема, не враховано моменти інерції електродвигунів, втрати в елементах планетарної трансмісії, ККД акумуляторної батареї та втрати енергії під час її заряджання. Також прийнято, що ККД електродвигунів у режимах двигуна і генератора є однаковим, а зміна їхнього крутного моменту відбувається миттєво.

Водночас зазначені припущення не мають визначального впливу на загальну оцінку результатів і не змінюють основної тенденції дослідження. Отримані дані дають змогу оцінити покращення паливної економічності та зниження токсичності ДВЗ під час його роботи у складі гібридної силової установки. Тому розроблена модель може бути використана для порівняльного аналізу ефективності традиційної дизельної та дизель-гібридної силової установки. [4; 5; 7; 13; 24]

3.2 Порівняльний аналіз паливної економічності та токсичності двигуна VW 1.9 R4 TDI при його самостійній роботі та у складі комбінованої гібридної силової установки.

Загальні положення.

Для проведення теоретичного дослідження приймаємо такі загальні вихідні дані наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні данні для теоретичного дослідження

Параметр	Величина
Маса автомобіля	1900 кг;
Момент інерції двигуна	0,15 кг·м ² ;
Момент інерції колеса	0,7 кг·м ² ;
Динамічний радіус колеса	0,31725 м;
Коефіцієнт опору коченню	0,01;
Коефіцієнт обтічності автомобіля	0,25;
Густина повітря	1,225 кг/м ³ ;
Площа поперечного перерізу автомобіля	2,15 м ² ;
Параметри палива	штатне мінеральне дизельне паливо.

Загальна тривалість їздового циклу становить 1180 с (4 міські сегменти по 195 с та один позаміський тривалістю 400 с). Тривалості кожного процесу (холостих ходів, розгонів, рухів з постійною швидкістю та гальмувань), а також швидкості руху автомобіля на кожному з режимів в рамках сегменту при моделюванні обох випробувань однакові [27-30].

3.2.2 Визначення показників паливної економічності та токсичності двигуна внутрішнього згоряння за традиційної схеми приводу автомобіля.

Для теоретичного дослідження руху автомобіля з дизельним двигуном у змішаному їздовому циклі використано вихідні дані, наведені в табл. 3.2. Розрахунки

виконано за допомогою математичної моделі, реалізованої в програмному середовищі Matlab, програмний код якої подано в додатку А.

Таблиця 3.2 – Параметри автомобіля

Параметр	Величина
Передаточне відношення 1 передачі	3,778;
Передаточне відношення 2 передачі	2,063;
Передаточне відношення 3 передачі	1,348;
Передаточне відношення 4 передачі	0,967;
Передаточне відношення 5 передачі	0,769;
Передаточне відношення головної передачі	3,389;
ККД трансмісії	0,9.

Результати розрахунку для кожного процесу їздового циклу наведені у табл. 3.3 та 3.4 [30-35].

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків за міським їздовим циклом 1

Режим	t, с	пал., Г	СО, Г	СН, Г	, Г	, Г
Холостий хід						
Розгін з місця на 1-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 1-й передачі						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Сповільнення з вимкненим зчепленням						
Холостий хід						
Розгін з місця на 1-й передачі						
Перемикання передач з 1-ої на 2-гу						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 2-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 2-й передачі						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						

Сповільнення з вимкненим зчепленням						
Холостий хід						
Розгін з місця на 1-й передачі						
Перемикання передач з 1-ої на 2-гу						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 2-й передачі						
Перемикання передач з 2-ої на 3-ю						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 3-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 3-й передачі						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Рух з постійною швидкістю на 3-й передачі						
Перемикання передач з 3-ої на 2-гу						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Сповільнення з вимкненим зчепленням						
Холостий хід						

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків за позаміським їздовим циклом

Режим	t, с	пал., Г	CO, Г	CH, Г	, Г	, Г
Холостий хід						
Розгін з місця на 1-й передачі						
Перемикання передач з 1-ої на 2-гу						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 2-й передачі						
Перемикання передач з 2-ої на 3-ю						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 3-й передачі						
Перемикання передач з 3-ої на 4-ту						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 4-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 4-й передачі						

Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Рух з постійною швидкістю на 4-й передачі						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 4-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 5-й передачі						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 5-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 5-й передачі						
Розгін при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на 5-й передачі						
Рух з постійною швидкістю на 5-й передачі						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Сповільнення з увімкненим зчепленням (примусовий холостий хід)						
Сповільнення з вимкненим зчепленням						
Холостий хід						

У табл. 3.3 наведено результати випробувань для першого з чотирьох міських сегментів їздового циклу. Для трьох наступних ці значення аналогічні. При визначенні сумарних показників для всього циклу сумарні значення параметрів, розрахованих для першого сегменту, множаться на 4 і далі до них додаються сумарні значення для позаміського сегменту.

Сумарні результати розрахунку за математичною моделлю руху автомобіля з дизелем за змішаним їздовим циклом наступні:

Сумарна витрата палива за їздовий цикл	540,6367 г;
Сумарна маса CO за їздовий цикл	6,0807 г;
Сумарна маса C_mH_n за їздовий цикл	1,7477 г;
Сумарна маса NO_x за їздовий цикл	9,5300 г;
Сумарна маса C за їздовий цикл	0,1679 г.
Витрата палива на 100 км у змішаному режимі	5,9178 л/100 км;
Викиди CO на 1 км у змішаному режимі	0,5524 г/км;
Викиди C_mH_n на 1 км у змішаному режимі	0,1588 г/км;
Викиди NO_x на 1 км у змішаному режимі	0,8658 г/км;
Викиди C на 1 км у змішаному режимі	0,0153 г/км.

Окрему увагу доцільно приділити сумарним показникам, отриманим для міського сегмента змішаного їздового циклу. Саме в умовах міського руху переваги гібридної силової установки проявляються найбільш виразно порівняно з традиційною схемою, у якій автомобіль приводиться в рух лише двигуном внутрішнього згоряння.

Це зумовлено частими змінами режимів руху, зокрема рушанням з місця, розгонами, сповільненнями, зупинками та роботою двигуна на холостому ході. За таких умов ДВЗ значну частину часу працює поза зоною оптимальної ефективності, що призводить до збільшення витрати палива та підвищення токсичності відпрацьованих газів. Натомість гібридна силова установка дає змогу частково компенсувати ці недоліки завдяки використанню електроприводу, рекуперації енергії та більш раціональному вибору режимів роботи двигуна.

Для міського сегмента змішаного їздового циклу отримано такі результати:

I

Сумарна витрата палива за міський сегмент циклу	65,9779 г;
Сумарна маса CO за міський сегмент циклу	0,8189 г;
Сумарна маса C_mH_n за міський сегмент циклу	0,2356 г;
Сумарна маса NO_x за міський сегмент циклу	0,9149 г;
Сумарна маса C за міський сегмент циклу	0,0229 г.
Витрата палива на 100 км у міському режимі	7,8471 л/100 км;
Випуски CO на 1 км у міському режимі	0,8084 г/км;
Випуски C_mH_n на 1 км у міському режимі	0,2326 г/км;
Випуски NO_x на 1 км у міському режимі	0,9031 г/км;
Випуски C на 1 км у міському режимі	0,0226 г/км.

3.2.3 Визначення показників паливної економічності та токсичності двигуна внутрішнього згорання у складі гібридної силової установки.

Під час проєктування гібридної силової установки важливо встановити залежності, які характеризують взаємодію двигуна внутрішнього згорання з електричними машинами. Формули, наведені в розділі 1, використано як основу для побудови математичної моделі руху автомобіля з дизель-гібридною силовою установкою в умовах змішаного їздового циклу.

За допомогою цієї моделі виконано розрахунок показників паливної економічності та токсичності. Крім того, вона дає змогу визначати параметри роботи електродвигунів-генераторів у кожній точці циклу. Для цього у модель вводяться числа зубів елементів планетарної передачі та коефіцієнти корисної дії електричних машин. У результаті можна оцінити режими роботи електродвигунів, а також визначити кількість спожитої та згенерованої ними електроенергії в кВт·год [25–30].

Більш детальний аналіз режимів функціонування гібридної силової установки та її окремих агрегатів буде наведено в розділі 4. Під час вибору чисел зубів шестерень планетарної передачі, а також передаточних чисел редуктора і головної передачі необхідно враховувати їхній вплив на частоти обертання та крутні моменти двигуна внутрішнього згорання і електродвигунів. Саме ці параметри визначають здатність силової установки забезпечувати рух автомобіля в різних експлуатаційних

режимах. З урахуванням робочих діапазонів частот обертання та крутних моментів ДВЗ і електричних машин для подальших розрахунків прийнято такі значення:

Передаточне число редуктора	1,08;
Передаточне число головної передачі	3,445;
ККД трансмісії	0,9;
Число зубів сателітів	24;
Число зубів сонячної шестерні	48.

Решта параметрів трансмісії визначається автоматично в процесі розрахунку. Коефіцієнт корисної дії електродвигунів прийнято однаковим як для режиму двигуна, так і для режиму генератора. У конструкції гібридної силової установки передбачено використання високоефективних двигунів-генераторів із ККД **95 %**.

Оскільки обрана конструкція дає змогу задавати режими роботи ДВЗ незалежно від поточного режиму руху автомобіля, їх підбір виконано з урахуванням енергетичного балансу електричної частини установки. Основною умовою було забезпечення нульової різниці між кількістю згенерованої та спожитої електродвигунами енергії після завершення кожного міського сегмента їздового циклу. Крім того, враховано результати експериментального дослідження ДВЗ, які дали змогу визначити ділянки його робочого діапазону з найнижчою токсичністю та найефективнішим використанням палива. За базовий режим роботи обрано саме міські умови руху, оскільки в них переваги гібридної силової установки проявляються найбільш суттєво порівняно із самостійною роботою ДВЗ [25–30]. У цій роботі прийнято, що в позаміському сегменті установка функціонує за режимами, підібраними для міського руху. Як показують результати розрахунків, навіть за таких умов гібридна силова установка забезпечує кращі показники паливної економічності та токсичності порівняно з традиційною схемою. Це досягається насамперед завдяки оптимізації режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння.

Водночас у позаміському сегменті споживання електроенергії електродвигунами перевищує її генерацію. Це пояснюється тим, що на цій ділянці змішаного їздового циклу переважає рух із високою швидкістю, а кількість режимів

рекуперативного гальмування є значно меншою. Таку різницю можна компенсувати кількома способами: додатковою роботою ДВЗ для заряджання батареї при зниженні її заряду, переходом у режим самостійної роботи ДВЗ або використання окремого позаміського режиму роботи силової установки. Найбільш доцільним є передбачення спеціального позаміського режиму, у якому зростає роль ДВЗ у приведенні автомобіля в рух, а електродвигуни, зокрема ДГ1, виконують функцію демпфера. Це дає змогу не допускати переходу двигуна внутрішнього згоряння в неефективні режими, наприклад під час різкої зміни швидкості або навантаження.

Детальний аналіз взаємодії між ДВЗ та електродвигунами, а також переходів між режимами під час прискорення і гальмування наведено в розділі 4. Коли автомобіль перебуває у стані спокою, ДВЗ не працює. Так само він вимикається в режимах, коли швидкість руху автомобіля є нижчою за встановлене граничне значення, яке в цій роботі прийнято рівним 20 км/год. Тому для таких режимів витрата палива та показники токсичності дорівнюють нулю. У режимі простою ДВЗ може вмикатися лише за умови низького рівня заряду акумуляторної батареї для її підзаряджання. Однак під час моделювання змішаного їздового циклу прийнято, що батарея повністю заряджена, тому цей режим окремо не розглядається [27–32].

Як і під час моделювання традиційної силової установки, для гібридного варіанта прийнято, що результати розрахунків для другого, третього та четвертого міських сегментів є такими самими, як і для першого. Тому при визначенні сумарних показників дані першого міського сегмента множаться на чотири, після чого до них додаються результати, отримані для позаміського сегмента їздового циклу.

Результати розрахунку для кожного процесу їздового циклу наведені у табл. 3.5 та 3.6.

Таблиці 3.5 – Результати розрахунку за першим міським сегментом їздового циклу

Режим	t, с	G _{пал} , Г	G _{со} , Г	G _{сн} , Г	G _{но} , Г	G _с , Г
Холостий хід	0-11	0	0	0	0	0
Розгін з місця до 15 км/год	11-15	0	0	0	0	0
Рух з постійною швидкістю 15 км/год	15-23	0	0	0	0	0
Рекуперативне гальмування	23-28	0	0	0	0	0
Холостий хід	28-49	0	0	0	0	0
Розгін з місця до 32 км/год	49-61	1,6751	0,0063	0,0018	0,0151	0,0004
Рух з постійною швидкістю 32 км/год	61-85	10,2966	0,101	0,0318	0,0856	0,0039
Рекуперативне гальмування	85-96	0	0	0	0	0
Холостий хід	96-117	0	0	0	0	0
Розгін з місця до 50 км/год	117-143	12,7668	0,0488	0,0122	0,194	0,0025
Рух з постійною швидкістю 50 км/год	143-155	5,1483	0,0505	0,0159	0,0429	0,0019
Рекуперативне гальмування	155-163	0	0	0	0	0
Рух з постійною швидкістю 35 км/год	163-176	5,2986	0,0578	0,0181	0,044	0,0022
Рекуперативне гальмування	176-188	0	0	0	0	0
Холостий хід	188-195	0	0	0	0	0

Таблиці 3.6 – Результати розрахунку за позаміським сегментом їздового циклу

Режим	t, с	G _{пал} , Г	G _{со} , Г	G _{сн} , Г	G _{но} , Г	G _с , Г
Холостий хід	0-20	0	0	0	0	0
Розгін з місця до 70 км/год	20-61	26,4485	0,1016	0,0251	0,4155	0,005
Рух з постійною швидкістю 70 км/год	61-111	22,0975	0,2342	0,0739	0,1966	0,0087
Рекуперативне гальмування	111-118	0	0	0	0	0
Рух з постійною швидкістю 50 км/год	118-188	29,7531	0,2977	0,0937	0,2474	0,0115
Розгін до 70 км/год	188-201	13,0037	0,0502	0,0124	0,2106	0,0024
Рух з постійною швидкістю 70 км/год	201-251	22,0975	0,2342	0,0739	0,1967	0,0087
Розгін до 100 км/год	251-286	40,9259	0,2824	0,0757	0,8939	0,0083
Рух з постійною швидкістю 100 км/год	286-316	20,5085	0,3584	0,1114	0,2828	0,0079
Розгін до 120 км/год	316-336	30,2553	0,3146	0,0877	0,8268	0,0063
Рух з постійною швидкістю 120 км/год	336-346	8,7171	0,1814	0,056	0,1477	0,0031
Рекуперативне гальмування	346-380	0	0	0	0	0
Холостий хід	380-400	0	0	0	0	0

Загальні результати розрахунку для автомобіля з дизель-гібридною силовою установкою за змішаним їздовим циклом наведено нижче:

Сумарна витрата палива за їздовий цикл	354,5489 г;
Сумарна маса CO за їздовий цикл	3,1122 г;
Сумарна маса C_mH_n за їздовий цикл	0,9291 г;
Сумарна маса NO_x за їздовий цикл	4,9443 г;
Сумарна маса C за їздовий цикл	0,1053 г.
Витрата палива на 100 км у змішаному режимі	3,8809 л/100 км;
Викиди CO на 1 км у змішаному режимі	0,2827 г/км;
Викиди C_mH_n на 1 км у змішаному режимі	0,0844 г/км;
Викиди NO_x на 1 км у змішаному режимі	0,4492 г/км;
Викиди C на 1 км у змішаному режимі	0,0096 г/км.

Сумарні показники для міського сегменту:

Сумарна витрата палива за міський сегмент циклу	35,1854 г;
Сумарна маса CO за міський сегмент циклу	0,2644 г;
Сумарна маса C_mH_n за міський сегмент циклу	0,0798 г;
Сумарна маса NO_x за міський сегмент циклу	0,3816 г;
Сумарна маса C за міський сегмент циклу	0,0109 г.
Витрата палива на 100 км у міському режимі	4,1848 л/100 км;
Викиди CO на 1 км у міському режимі	0,261 г/км;
Викиди C_mH_n на 1 км у міському режимі	0,0788 г/км;
Викиди NO_x на 1 км у міському режимі	0,3767 г/км;
Викиди C на 1 км у міському режимі	0,0107 г/км.

3.2.4 Порівняння отриманих даних

Як показали результати моделювання, застосування гібридної силової установки забезпечує помітне покращення паливної економічності та зниження

токсичності відпрацьованих газів порівняно з традиційною схемою, у якій двигун внутрішнього згоряння є єдиним джерелом тягової потужності. [5; 7; 8; 13; 29]

Отримані дані підтверджують, що гібридна конструкція дає змогу ефективніше використовувати потужність ДВЗ, зменшити тривалість його роботи в неоптимальних режимах та частково компенсувати втрати енергії завдяки електричному приводу і рекуперативному гальмуванню. У результаті знижується витрата палива та зменшується кількість шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу. [1; 4; 8; 10; 13]

Узагальнені результати розрахунків для традиційної та гібридної силових установок наведено в порівняльній таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Порівняння результатів розрахунку за моделями руху автомобіля з дизелем та дизель-гібридною силовою установкою за змішаним їздовим циклом

Показник	Самостійна робота ДВЗ	ДВЗ у складі гібридної силовій установки	Покращення показників, %
Міський сегмент циклу			
Витрата палива на 100 км, л			
Викиди CO на 1 км, г			
Викиди C_mH_n на 1 км, г			
Викиди NO_x на 1 км, г			
Викиди C на 1 км, г			
Цикл в цілому			
Витрата палива на 100 км, л			
Викиди CO на 1 км, г			
Викиди C_mH_n на 1 км, г			
Викиди NO_x на 1 км, г			
Викиди C на 1 км, г			

Особливу увагу варто приділити результатам, отриманим для міського сегмента їздового циклу, оскільки саме в цих умовах переваги гібридної силовій установки проявляються найбільш виразно. Порівняно з традиційною схемою, де той

самий ДВЗ самостійно приводить автомобіль у рух, гібридна конструкція забезпечує майже дворазове зменшення витрати палива та більш ніж удвічі нижчі показники токсичності відпрацьованих газів. Важливим є те, що після завершення міського сегмента обсяг електроенергії, спожитої електродвигунами, відповідає кількості згенерованої ними енергії. Це свідчить про енергетичну збалансованість роботи електричної частини гібридної установки в межах даного режиму. За результатами, наведеними в табл. 3.3–3.6, можна побудувати діаграми зміни витрати палива та викидів токсичних речовин у часі. Такі графічні залежності дають змогу наочно порівняти роботу традиційної дизельної та дизель-гібридної силової установки у змішаному їздовому циклі. [7; 8; 13; 15; 29]

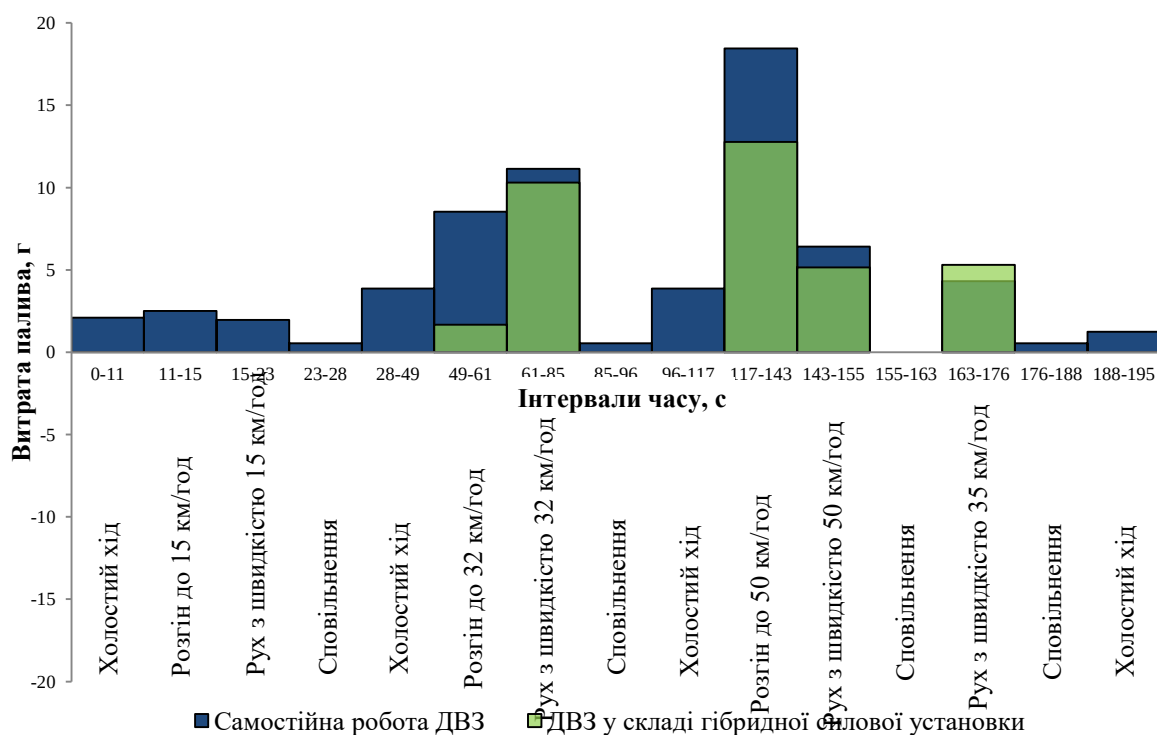


Рисунок 3.3 – Витрата палива у міському сегменті циклу

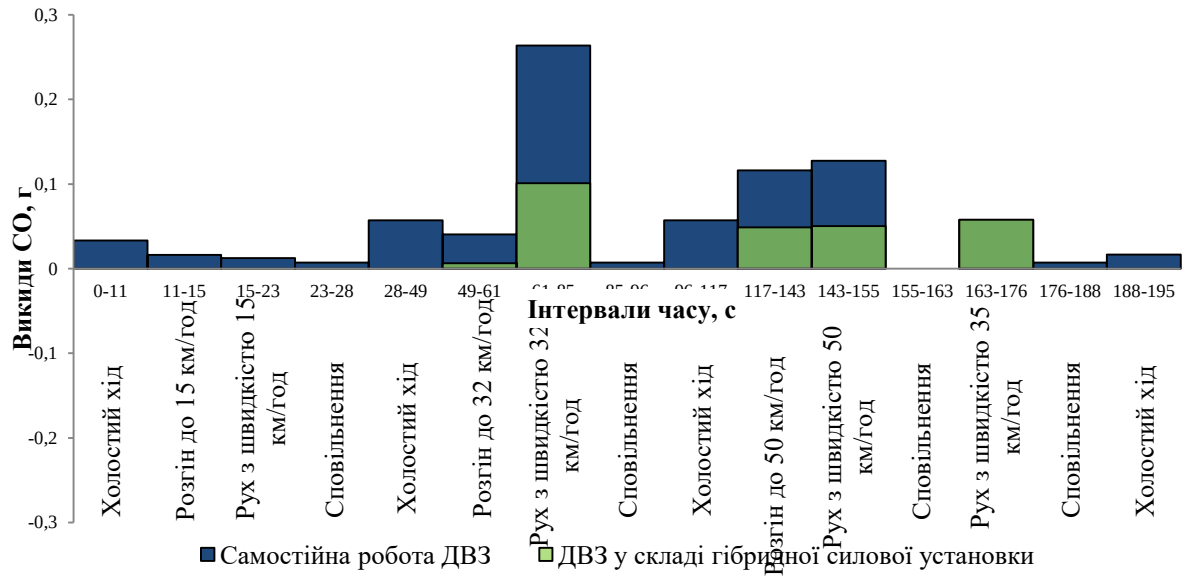
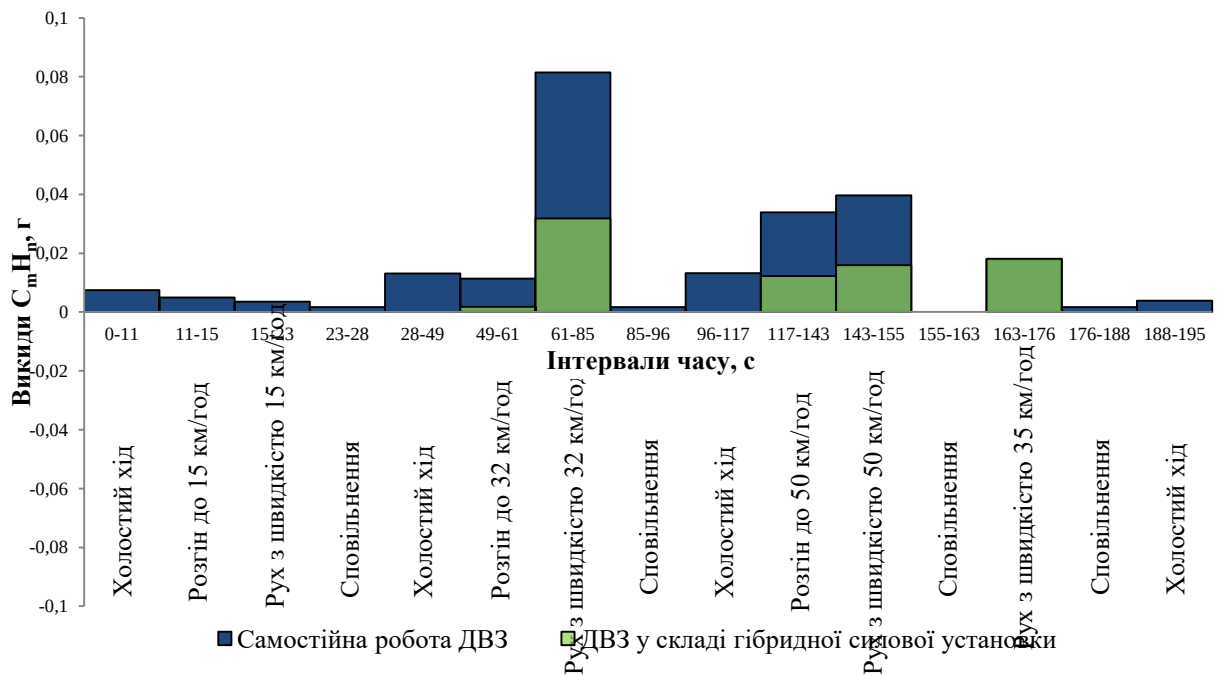


Рисунок 3.4 – Викиди CO у міському сегменті циклу

Рисунок 3.5 – Викиди C_mH_n у міському сегменті циклу

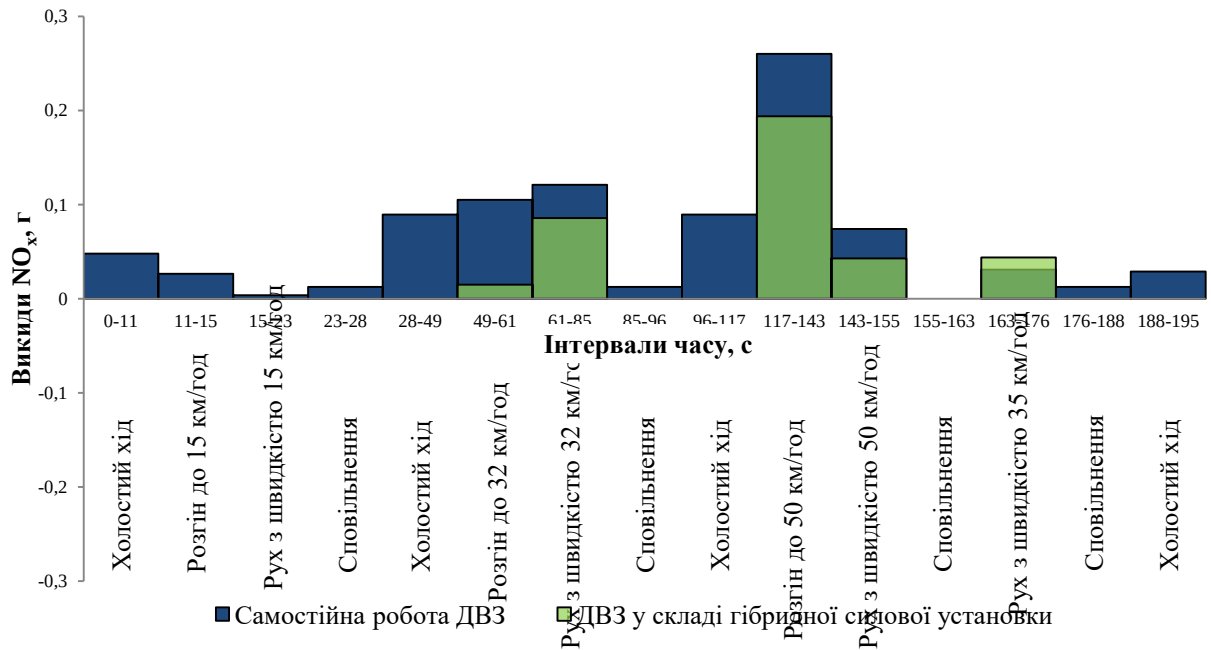


Рисунок 3.6 – Викиди NO_x у міському сегменті циклу

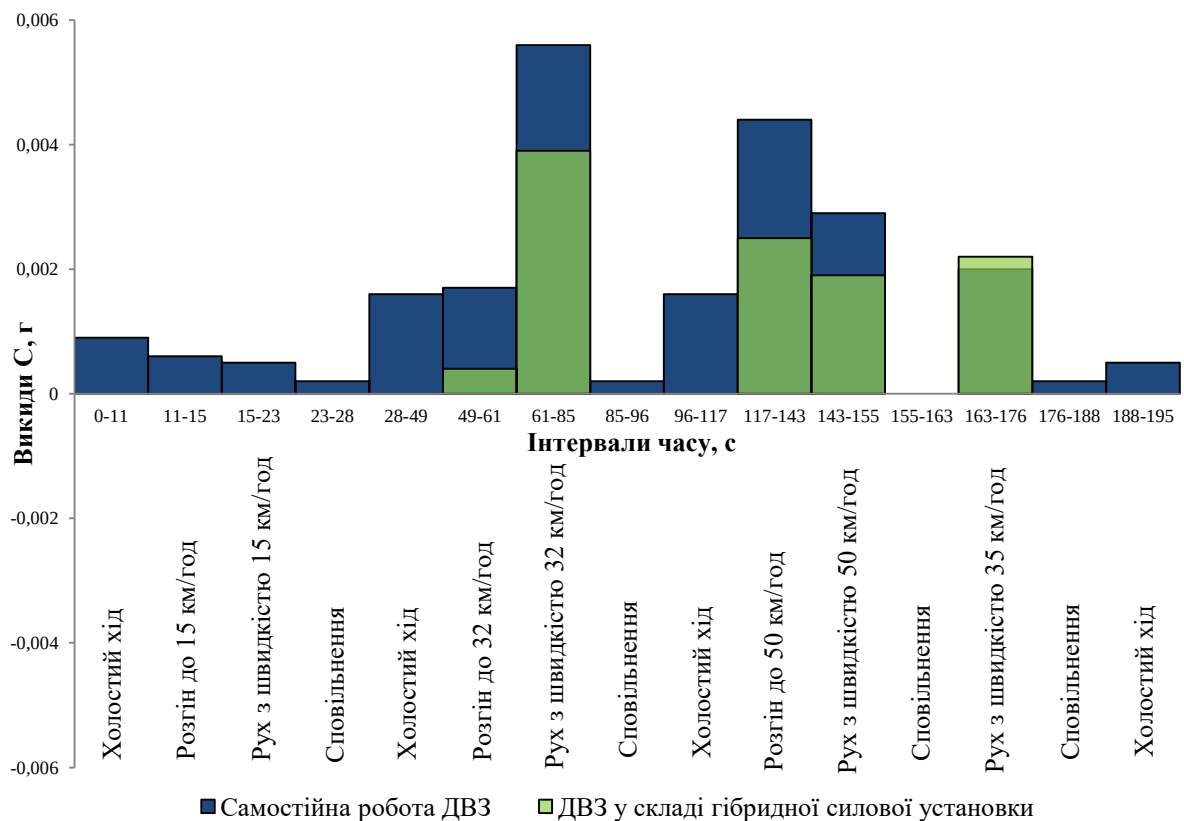


Рисунок 3.7 – Викиди С у міському сегменті циклу

Як показують результати дослідження, зменшення витрати палива та токсичності ДВЗ у міському сегменті їздового циклу пояснюється специфікою роботи гібридної силової установки. У багатьох режимах руху двигун внутрішнього

згоряння не задіюється, а автомобіль приводиться в рух електродвигунами. Це дозволяє уникнути роботи ДВЗ у режимах із низькою ефективністю та підвищеними викидами. [5; 7; 8; 13; 29]

У випадках, коли двигун внутрішнього згоряння бере участь у русі автомобіля, він працює в більш оптимальному діапазоні частот обертання і крутного моменту. Завдяки цьому підвищується ефективність використання палива та знижується вміст шкідливих компонентів у відпрацьованих газах [27–32].

Водночас на проміжку 163–176 с ефективність роботи ДВЗ у складі гібридної силової установки є дещо нижчою порівняно з традиційною схемою. Це пояснюється тим, що автомобіль зі звичайною силовою установкою на цій ділянці рухається на третій передачі, тому частота обертання колінчастого вала ДВЗ є нижчою, ніж у гібридному варіанті, що й спричиняє тимчасове збільшення витрати палива.

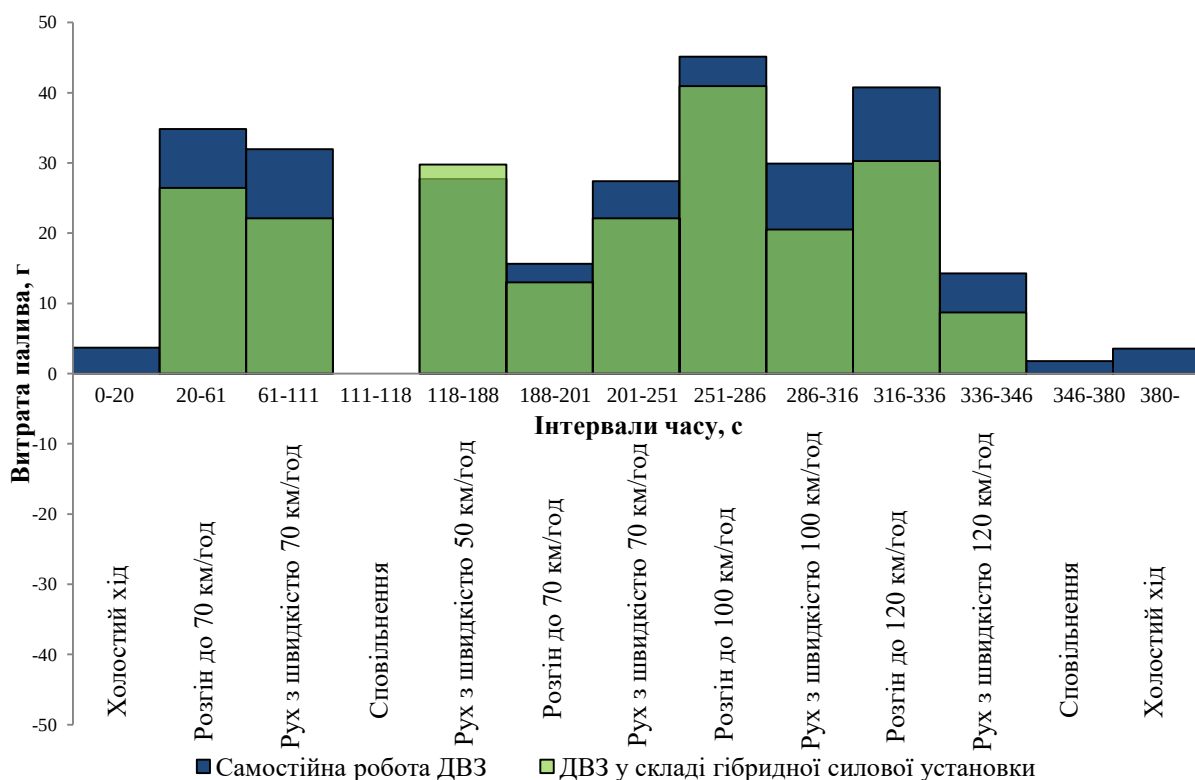


Рисунок 3.8 – Витрата палива у позаміському сегменті

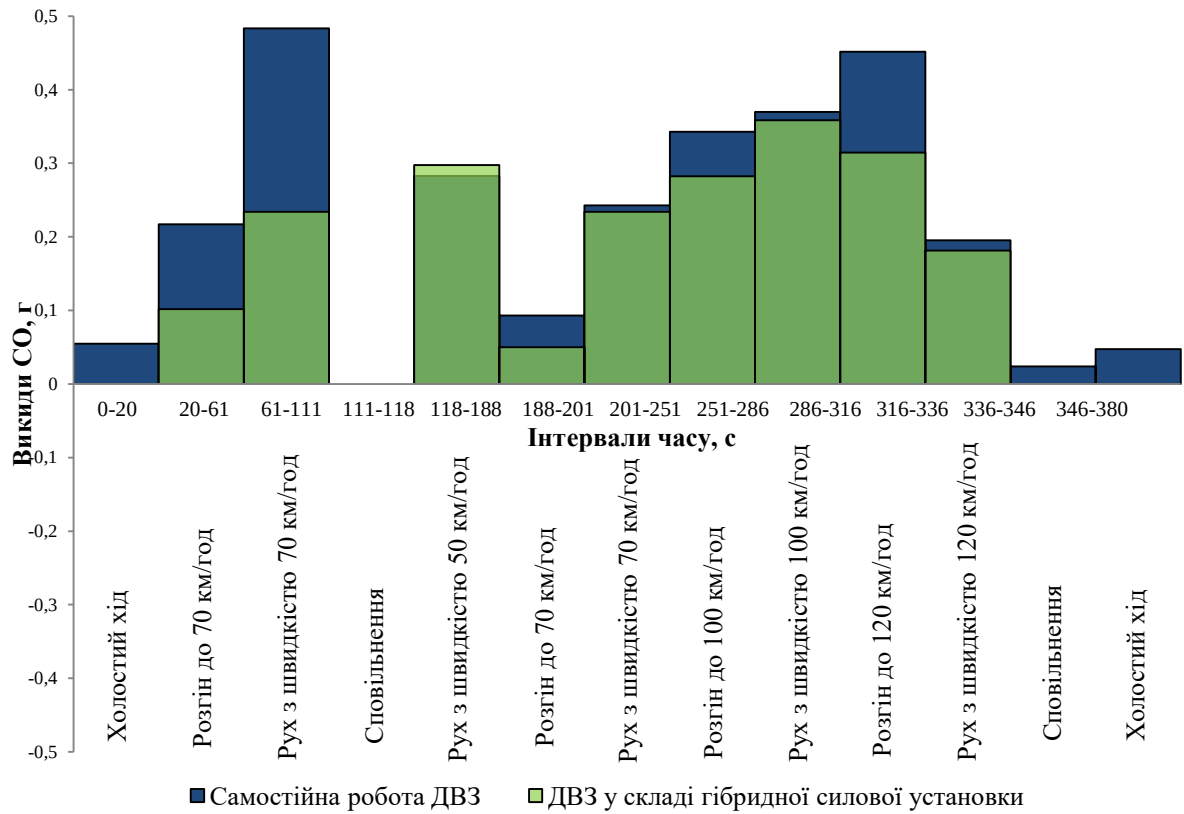
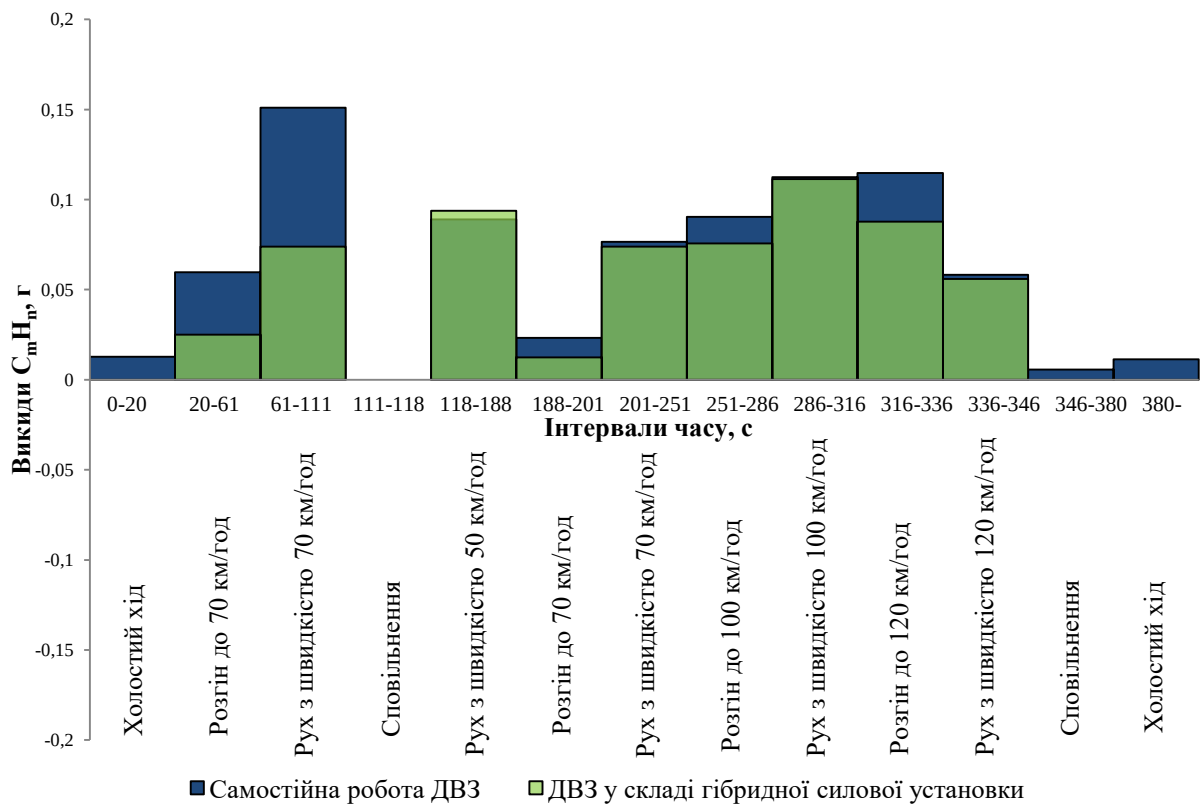


Рисунок 3.9 – Викиди CO у позаміському сегменті

Рисунок 3.10 – Викиди C_mH_n у позаміському сегменті

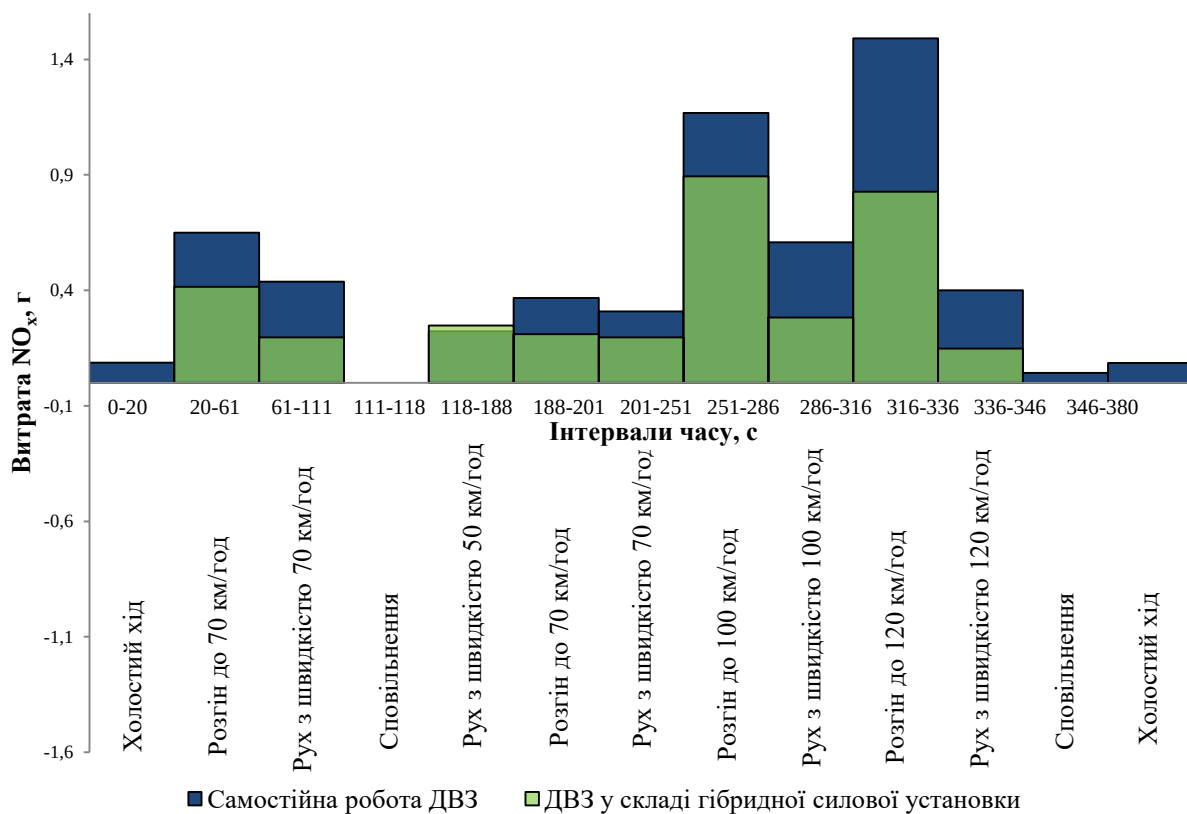
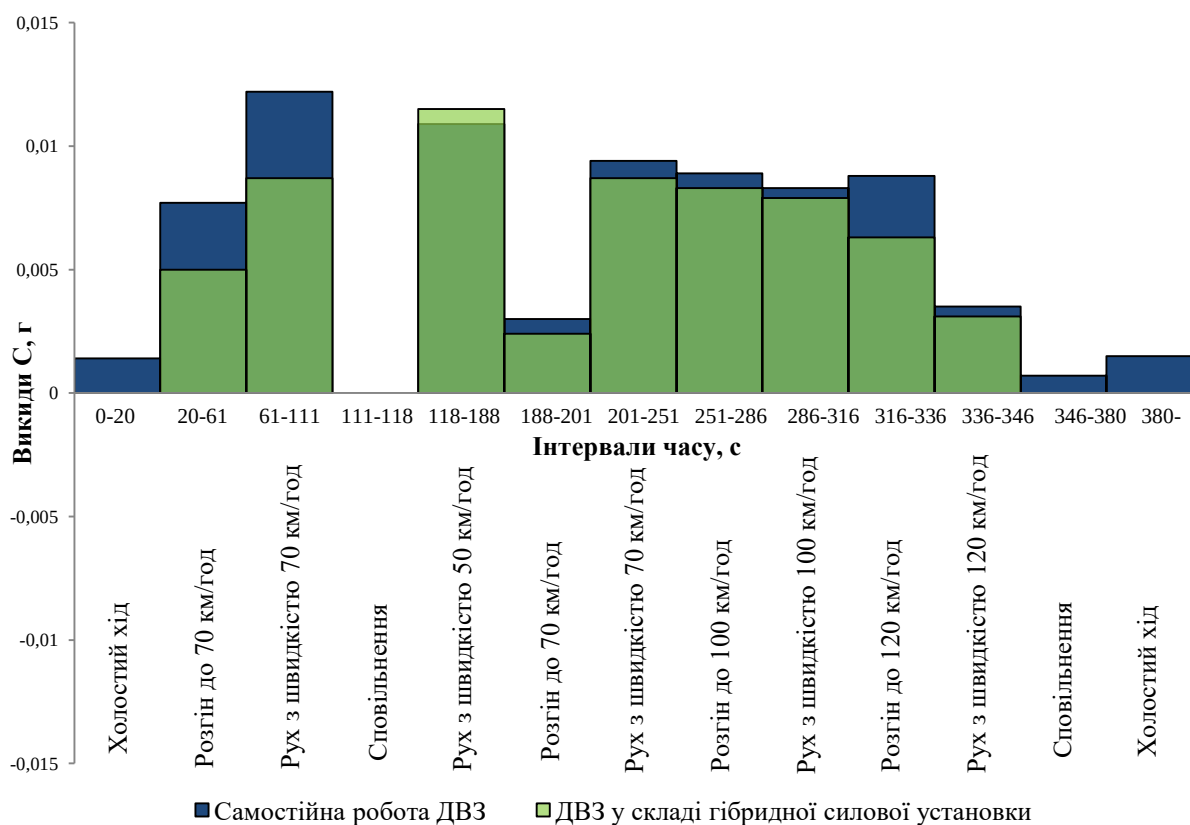
Рисунок 3.11 – Викиди NO_x у позаміському сегменті

Рисунок 3.12 – Викиди С у позаміському сегменті

У позаміському сегменті змішаного їздового циклу двигун внутрішнього згоряння у складі гібридної силової установки активніше бере участь у забезпеченні руху автомобіля. Тому зменшення витрати палива та рівня шкідливих викидів у цьому режимі є менш помітним, ніж у міському циклі. Отримане покращення пояснюється тим, що ДВЗ працює у більш раціональному діапазоні частот обертання та крутних моментів, а частина тягової потужності забезпечується електродвигунами. [5; 7; 13; 29; 30]

Разом із тим на ділянці 28–49 с витрата палива та показники токсичності гібридної установки є дещо вищими. Це зумовлено тим, що автомобіль із традиційною силовою установкою на цьому проміжку рухається на четвертій передачі, через що частота обертання колінчастого вала ДВЗ є нижчою, ніж у гібридному варіанті.

3.3 Висновки до розділу

У цьому розділі проведено порівняльні розрахунки показників паливної економічності та токсичності для двох однакових автомобілів. У першому випадку автомобіль приводиться в рух двигуном VW 1.9 R4 TDI, який працює самостійно. У другому випадку розглянуто автомобіль із комбінованою гібридною силовою установкою, створеною на базі цього ж двигуна.

Розрахунки виконано на основі розробленої математичної моделі руху автомобіля за змішаним європейським їздовим циклом. Це дало змогу оцінити роботу традиційної дизельної та дизель-гібридної силової установки в однакових умовах руху.

Встановлено, що найкращі результати гібридна силова установка демонструє саме в міському сегменті їздового циклу. Це пояснюється частими змінами режимів руху, зокрема рушанням з місця, розгоном, сповільненням, гальмуванням і зупинками. У таких умовах традиційний ДВЗ значну частину часу працює в неоптимальних режимах, що призводить до підвищеної витрати палива та збільшення токсичності відпрацьованих газів.

Застосування гібридної силової установки дозволяє зменшити час роботи ДВЗ у неефективних режимах, частково забезпечувати рух автомобіля за рахунок електродвигунів і використовувати рекуперацію енергії під час гальмування. У результаті для міського сегмента отримано майже дворазове зниження витрати палива та більш ніж удвічі кращі показники токсичності порівняно з традиційною силовою установкою.

Важливо, що після завершення міського сегмента кількість електроенергії, спожитої електродвигунами, дорівнює кількості енергії, згенерованої ними. Це свідчить про збалансованість роботи електричної частини гібридної силової установки та підтверджує ефективність її використання в умовах міського руху.

У позаміському сегменті переваги гібридної силової установки також зберігаються, однак вони є менш вираженими. Це пов'язано з тим, що за стабільнішого режиму руху ДВЗ частіше бере безпосередню участь у приведенні автомобіля в рух, а можливості рекуперації та електричної тяги використовуються менш інтенсивно.

Отже, результати моделювання підтверджують доцільність застосування комбінованої гібридної силової установки на базі двигуна VW 1.9 R4 TDI. Така конструкція забезпечує покращення паливної економічності та зниження токсичності, особливо в умовах міського руху, де переваги гібридного приводу проявляються найбільш повно.

4 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГСУ

4.1 Детальна характеристика режимів роботи гібридної силової установки при моделюванні випробувань за змішаним їздовим циклом

Комбінована гібридна силова установка з механічним зв'язком між двигуном внутрішнього згоряння та електричними машинами, який реалізується за допомогою планетарної передачі, є складною багатокomпонентною системою. Її особливість полягає у можливості гнучкого розподілу потоків потужності між агрегатами без жорстких обмежень щодо вибору швидкісних і тягових режимів роботи. Під час математичного моделювання руху автомобіля з такою силовою установкою за змішаним їздовим циклом було визначено оптимальні налаштування роботи ДВЗ та електродвигунів для різних режимів руху. Це дало змогу проаналізувати, як змінюється взаємодія між елементами установки під час розгону, рівномірного руху, сповільнення, гальмування та роботи в комбінованих режимах. [1; 4; 10; 13; 30]

Тому опис конструкції гібридної силової установки, наведений у розділі 2, доцільно доповнити характеристикою її робочих режимів. Зокрема, необхідно розглянути налаштування ДВЗ і електродвигунів, особливості передавання потужності через планетарну передачу, режими споживання та генерування електроенергії, а також принципи взаємодії між основними агрегатами силової установки.

4.1.1 Загальні положення

Перш ніж перейти до аналізу окремих режимів роботи гібридної силової установки, необхідно розглянути загальні принципи її функціонування. Зона роботи ДВЗ – це діапазон режимів, у якому для приведення автомобіля в рух використовується потужність двигуна внутрішнього згоряння. Основним параметром, що визначає межі цієї зони, є швидкість руху автомобіля. До досягнення певної швидкості ДВЗ не запускається: його вал, тобто водило планетарної передачі, залишається заблокованим, а рух автомобіля забезпечується лише електродвигунами.

Після перевищення заданого значення швидкості двигун внутрішнього згоряння вмикається, і подальший рух здійснюється завдяки спільній роботі ДВЗ та електричних машин. Такий алгоритм діє як під час розгону, так і під час сповільнення автомобіля. Теоретично під час гальмування ДВЗ можна було б вимикати одразу, незалежно від початкової швидкості. Це дозволило б підвищити ефективність рекуперації енергії. Однак у такому випадку навіть незначне зниження швидкості супроводжувалося б частим зупиненням і повторним запуском двигуна, що призвело б до інтенсивнішого зношування його деталей. [1; 4; 8; 10; 13]

З огляду на це під час моделювання було прийнято фіксоване граничне значення швидкості: якщо швидкість автомобіля нижча за 20 км/год, ДВЗ блокується, а якщо вища – працює. Для реальної силової установки доцільно передбачити певне перекриття діапазонів увімкнення та вимкнення двигуна. Наприклад, під час розгону ДВЗ може запускатися при швидкості 30 км/год, а під час сповільнення вимикатися при зниженні швидкості до 20 км/год. Це дозволяє уникнути надто частих запусків і зупинок двигуна та забезпечує більш стабільну роботу всієї силової установки. [4;

Синхронна швидкість – це швидкість руху автомобіля, при якій за даної частоти обертання колінчатого вала частота обертання вала ДГ1 (сонячної шестерні) перетворюється у 0 (див. вираз (1.5)). При подальшому зростанні швидкості руху автомобіля ДГ1 переходить у режим двигуна, що призводить до зростання витрати електроенергії. Цей режим руху допускається тільки при їзді з максимальною швидкістю (у ході випробувань вона не досягається, цей режим не розглядається). За інших швидкостей при подальшому розгоні до швидкості, більшої за синхронну, установка переходить у режим руху з високою швидкістю, при цьому сонячна шестерня блокується і розгін автомобіля забезпечується за рахунок підвищення частоти обертання валу ДВЗ. Описаний перехід буде детально розглянутий далі. [1; 4; 10; 25]

Фіксовані режими роботи ДВЗ. При русі автомобіля з швидкостями, більшими за 20 км/год, але що не перевищують синхронну, ДВЗ у складі гібридної силової установки працює в двох режимах – при русі з постійною швидкістю $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$,

$M_e = 30 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при прискоренні $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$, $M_e = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При русі автомобіля з швидкістю, меншою за 20 км/год , вал ДВЗ блоковано. При прискоренні та русі з постійною швидкістю, вищою за синхронну, крутний момент зберігається таким же, як при описаних вище режимах, а частота обертання вала зростає пропорційно до швидкості руху.

При простій автомобіля (що відповідає режиму холостого ходу при випробуванні автомобіля з ДВЗ, що самостійно приводить його у рух) ДВЗ не працює. Немає потреби заводити двигун та розганяти його до певної частоти перед стартом автомобіля з місця, оскільки розгін з місця та за малих швидкостей відбувається виключно за рахунок електродвигунів.

4.1.2 Аналіз режимів роботи силової установки

Окремо розглядати кожен режим роботи силової установки у тій послідовності, у якій вони повторюються в межах їздового циклу, недоцільно. Це призвело б до значного збільшення обсягу матеріалу, оскільки багато режимів мають подібний характер і неодноразово дублюються.

Тому для аналізу доцільно обрати таку послідовність режимів, яка дає змогу простежити основні переходи в роботі гібридної силової установки та зміну взаємодії між ДВЗ і електродвигунами. Найбільш показовими для цього є ділянки розгону автомобіля з місця до 70 км/год , подальшого руху з постійною швидкістю 70 км/год , а також сповільнення зі 120 км/год до повної зупинки. Обидві ділянки взято з позаміського сегмента їздового циклу.

Ділянка розгону з місця до 70 км/год відповідає проміжку $20\text{--}61 \text{ с}$ позаміського сегмента, а рух із постійною швидкістю 70 км/год — проміжку $61\text{--}111 \text{ с}$. Така послідовність дає змогу проаналізувати основні режими роботи силової установки під час переходу від електричного руху до спільної роботи ДВЗ та електродвигунів, а також під час стабілізації швидкості автомобіля.

Ця послідовність охоплює такі режими роботи:

- розгін до моменту розблокування вала ДВЗ;
- розблокування вала ДВЗ та розгін до моменту впорскування палива;

- старт ДВЗ та розгін його до стаціонарного режиму;
- розгін за участю ДВЗ;
- блокування вала ДГ1 і перехід у режим руху з високою швидкістю;
- рух з постійною швидкістю.

Розгін до моменту розблокування вала ДВЗ триває з 20 по 31,72 секунду позаміського сегменту їздового циклу. Закінчується у момент, коли швидкість автомобіля досягає 20 км/год. У цьому режимі вал ДВЗ блоковано, а ротор ДГ1 вільно обертається (напруга на обмотці ротора відсутня). Автомобіль приводиться у рух за допомогою ДГ2. На рис. 4.1 (1) зображено графіки зміни частот та крутних моментів двигунів у цьому режимі.

Розблокування вала ДВЗ та розгін його до моменту впорскування палива триває 1,5 секунди – з 31,72 по 33,22. При цьому у початковий момент, коли швидкість руху автомобіля досягає 20 км/год, вал ДВЗ розблоковується і на обмотку ротора ДГ1 подається струм. ДГ1 виступає у якості стартера для ДВЗ. Напрямок обертання його ротора поступово змінюється на протилежний. Вал ДВЗ розганяється до мінімальної частоти холостого ходу, яка для даного двигуна складає 908 хв^{-1} . Його крутний момент від'ємний і дорівнює моменту механічних втрат. Він дещо зростає з підвищенням частоти обертання. Крутний момент ДГ2 у момент розблокування вала ДВЗ стрибкоподібно зростає і далі поступово підвищується пропорційно до зростання моменту механічних втрат ДВЗ. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.1 (2).

Старт ДВЗ та розгін його до стаціонарного режиму триває 3 секунди – з 33,22 по 36,22. Починається цей режим з впорскування палива і старту двигуна. Далі ДВЗ поступово розганяється до частоти стаціонарного режиму, що становить 1400 хв^{-1} . Крутний момент при цьому зростає до 100 Н·м. Крутний момент ДГ2 зменшується, оскільки ДВЗ починає приймати участь у приведенні автомобіля в рух. ДГ1 поступово переходить у режим генератора, його крутний момент спочатку знижується до 0, а далі зростає у протилежному напрямі. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.1 (3).

Розгін за участю ДВЗ у режимі тягово-швидкісного зв'язку, коли розблоковані всі шестерні планетарної передачі, – основний режим роботи силової установки. При розгоні з місця до 70 км/год він триває до моменту, коли частота обертання валу ДГ1 стає нульовою. Це відбувається при швидкості 67,51 км/год. Таким чином, установка працює у цьому режимі з 36,22 по 59,56 секунди. Частота та крутний момент ДВЗ підтримуються незмінними. ДГ1 працює у режимі генератора. Його крутний момент постійний, а частота обертання ротора знижується. Частота обертання вала ДГ2 продовжує зростати. Його крутний момент також поступово зростає. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.1 (4). [1; 4; 10; 13]

Блокування вала ДГ1 і перехід у режим руху з високою швидкістю. Коли частота обертання вала ДГ1 знижується до нуля (при швидкості 67,51 км/год), він блокується і установка переходить у режим руху з високою швидкістю. При цьому зберігається тільки тяговий зв'язок між ДВЗ та ДГ2. Частота обертання валу ДВЗ починає зростати, доки автомобіль розганяється. Крутний момент ДВЗ залишається незмінним, а момент ДГ2 продовжує повільно зростати. Режим триває з 59,56 по 61 секунду. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.1 (5).

Рух з постійною швидкістю 70 км/год відбувається також у режимі високої швидкості. Вал ДГ1 блоковано, частоти і крутні моменти ДВЗ і ДГ2 незмінні і становлять відповідно 30 Н·м та 9,47 Н·м. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.1 (6). [1; 4; 10; 13]

Сповільнення з 120 км/год до 0 (346 – 380 секунди позаміського сегменту) – це сукупність режимів, що забезпечують зниження швидкості автомобіля за рахунок використання гальмівного моменту, який створюється одним або обома електродвигунами, що працюють у режимі генератора. При цьому відбувається рекуперація енергії та заряджання батареї. Під час сповільнення транспортного засобу гібридна силова установка працює в таких режимах:

- гальмування з блокованим валом ДГ1 + сповільнення ДВЗ в режимі примусового холостого ходу до частоти стаціонарного режиму;

- гальмування + розблокування вала ДГ1, ДВЗ у режимі примусового холостого ходу;
- зупинка ДВЗ;
- гальмування.

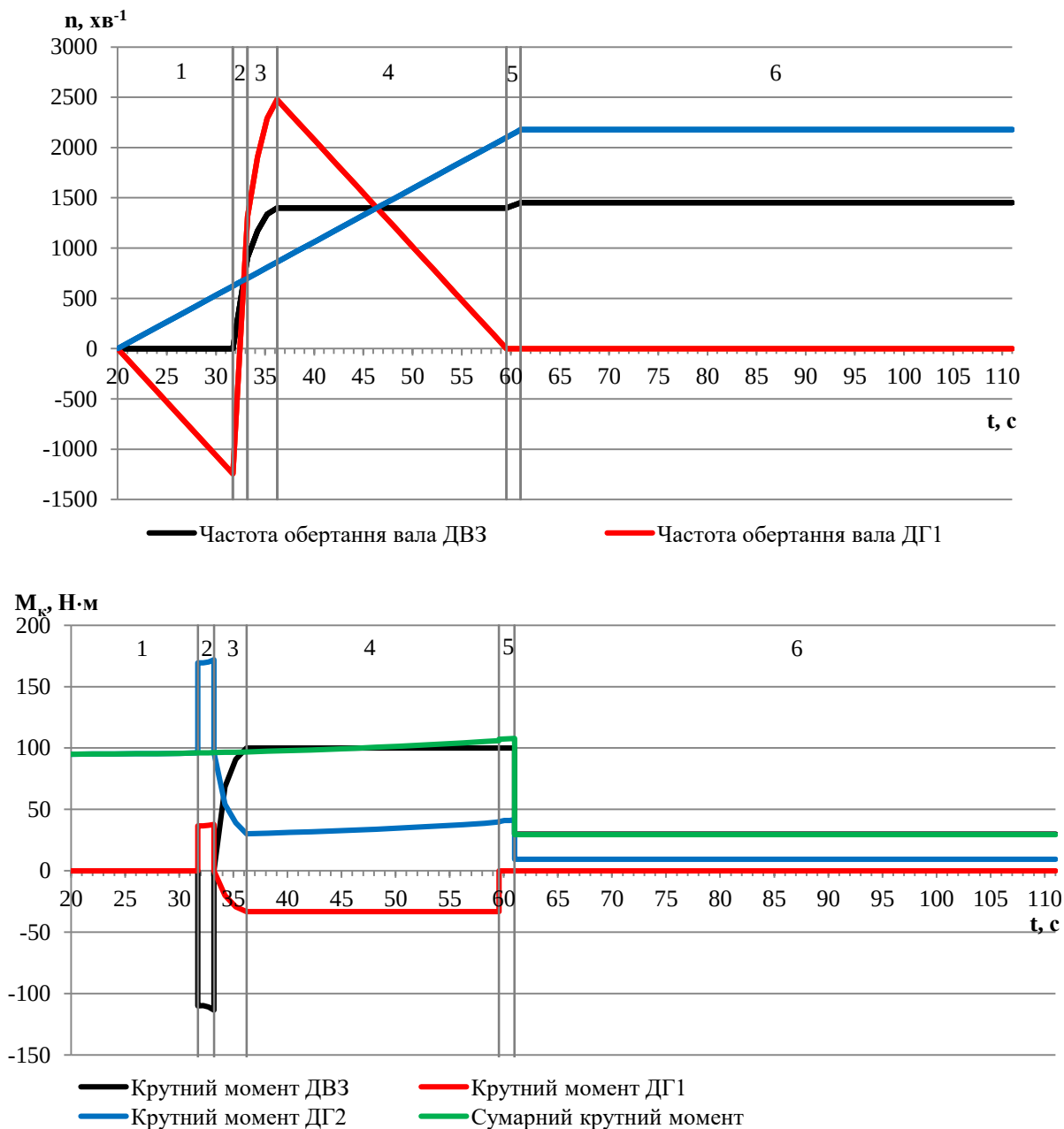


Рисунок 4.1 – Графіки зміни частот обертання та крутних моментів при розгоні з місця до 70 км/год

Гальмування з блокуванням валом ДГ1 + сповільнення ДВЗ в режимі примусового холостого ходу до частоти стаціонарного режиму відбувається до моменту, коли швидкість автомобіля стає синхронною (67,51 км/год). Частота обертання вала ДВЗ при цьому стає рівною 1400 хв^{-1} . До моменту досягнення цих

показників сповільнення відбувається при блокованому валу ДГ1 (тобто у режимі руху з високою швидкістю). ДВЗ працює у режимі примусового холостого ходу, його крутний момент дорівнює моменту механічних втрат. Рекуперація енергії забезпечується за рахунок ДГ2. Тривалість режиму – з 346 по 360,87 секунди. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.2 (1).

Гальмування + розблокування вала ДГ1, ДВЗ у режимі примусового холостого ходу починається, коли автомобіль досягає синхронної швидкості руху. ДГ1 розблоковується і на обмотку ротора подається напруга. ДГ2 продовжує працювати у режимі генератора. ДВЗ працює у режимі примусового холостого ходу. Мета даного режиму – підтримувати сталу частоту обертання вала ДВЗ, щоб при переході від гальмування до руху з постійною швидкістю або прискорення не потрібно було заводити двигун та виводити його на потрібний швидкісний режим. Даний режим роботи силової установки триває до моменту, коли швидкість автомобіля знижується до 20 км/год, тобто з 360,87 по 374,33 секунди. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.2 (2).

Зупинка ДВЗ відбувається за 2 секунди – з 374,33 по 376,33. Коли швидкість автомобіля досягає 20 км/год, на обмотку ротора ДГ1 подається додаткова напруга і ДВЗ гальмується ним до зупинки. При цьому різко зростає момент механічних втрат за рахунок різкої зміни кутової швидкості колінчатого вала. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.2 (3).

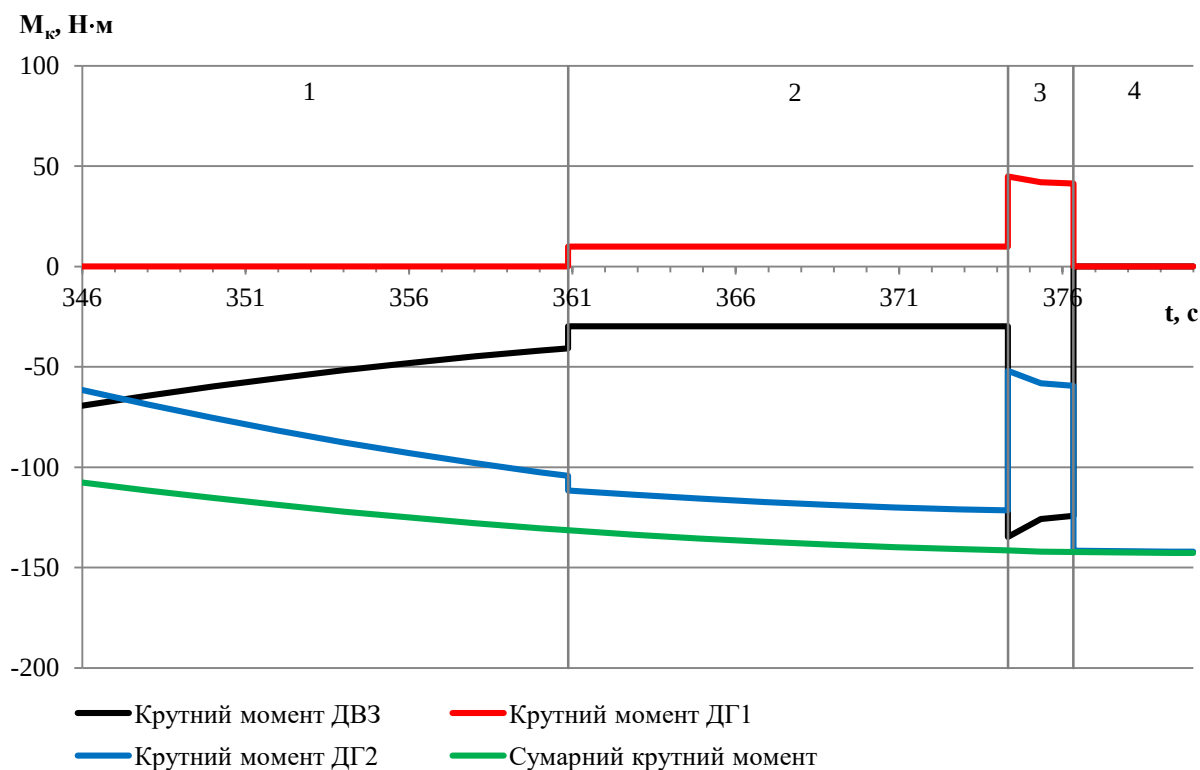
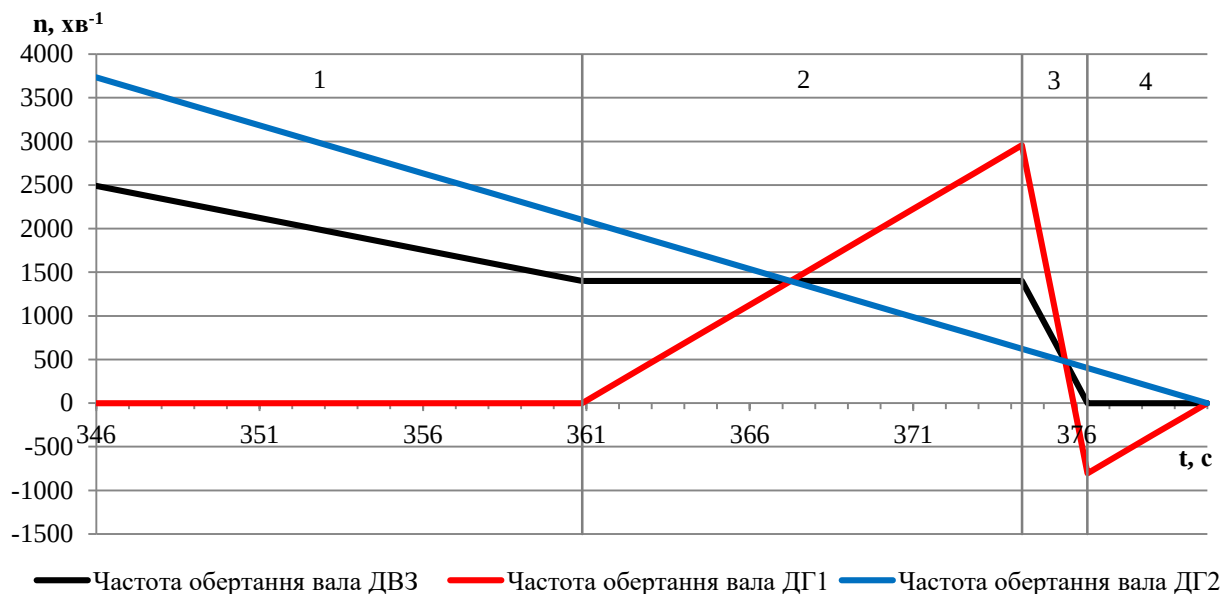


Рисунок 4.2 – Графік зміни частот обертання та крутних моментів при сповільненні з 120 км/год до 0

Гальмування з 20 км/год до 0 проходить при заблокованому валу ДВЗ і триває з 376,33 по 380 секунду. При цьому ротор ДГ1 вільно обертається, напруга на ньому відсутня. ДГ2 продовжує працювати як генератор. У цьому режимі ефективність рекуперації енергії найвища. Графіки зміни частот та моментів двигунів зображено на рис. 4.2 (4).

Таким чином, при русі за їздовим циклом, що імітує реальні умови експлуатації, відбуваються численні зміни режимів роботи силової установки, визначальним параметром чого є швидкість руху автомобіля. Всі ці переходи та зміни мають на меті забезпечити найбільш оптимальні умови роботи ДВЗ (тобто мінімум змін режимів його роботи), раціональне використання електроенергії та її рекуперацію, а також недопущення частої зупинки ДВЗ для зниження інтенсивності зношування деталей. [1; 4; 8; 10; 13]

Аналіз використання та рекуперації електроенергії двигунами-генераторами

Як уже було зазначено, при моделюванні випробувань установки вона була налаштована на такий режим використання та рекуперації енергії, щоб за результатами міських сегментів їздового циклу кількість спожитої енергії дорівнювала кількості генерованої. У цьому випадку при русі у місті батарея теоретично не буде потребувати дозарядки. Такі налаштування установки можна вважати оптимальними, оскільки автомобілі з гібридними силовими установками – це, в першу чергу, автомобілі для міста.

Використання та рекуперацію енергії в міському сегменті циклу можна проілюструвати діаграмою, зображеною на рис. 4.3.

Як видно з діаграми, основна витрата енергії відбувається при розгонах, а рекуперація відбувається при сповільненні, а також при русі з постійною швидкістю у режимі тягово-швидкісного зв'язку. Максимум [8; 9; 13; 29; 30]

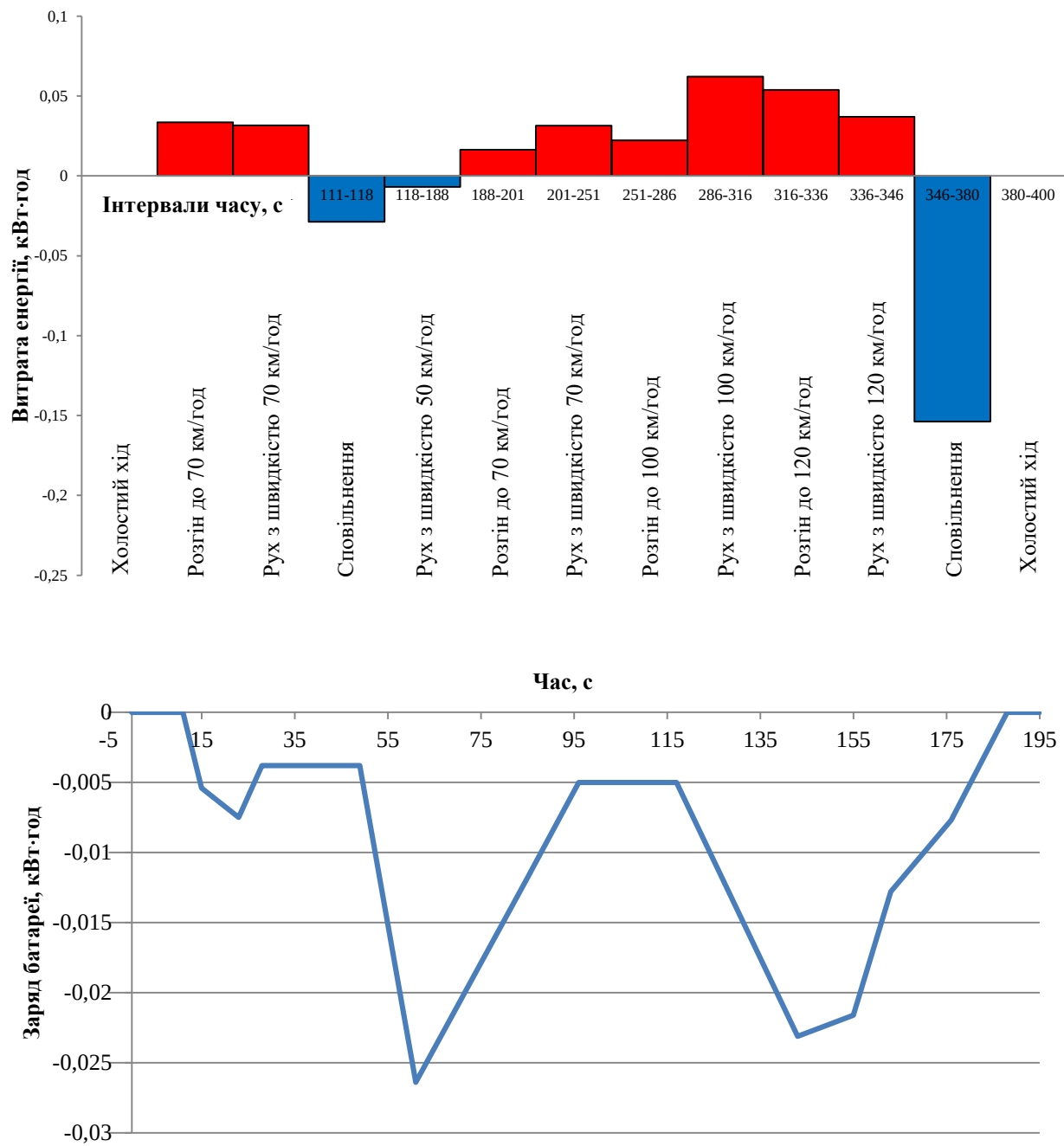


Рисунок 4.3 – Діаграма витрати і рекуперації енергії (вгорі) та графік зміни рівня заряду батареї (внизу) для міського сегменту їздового циклу

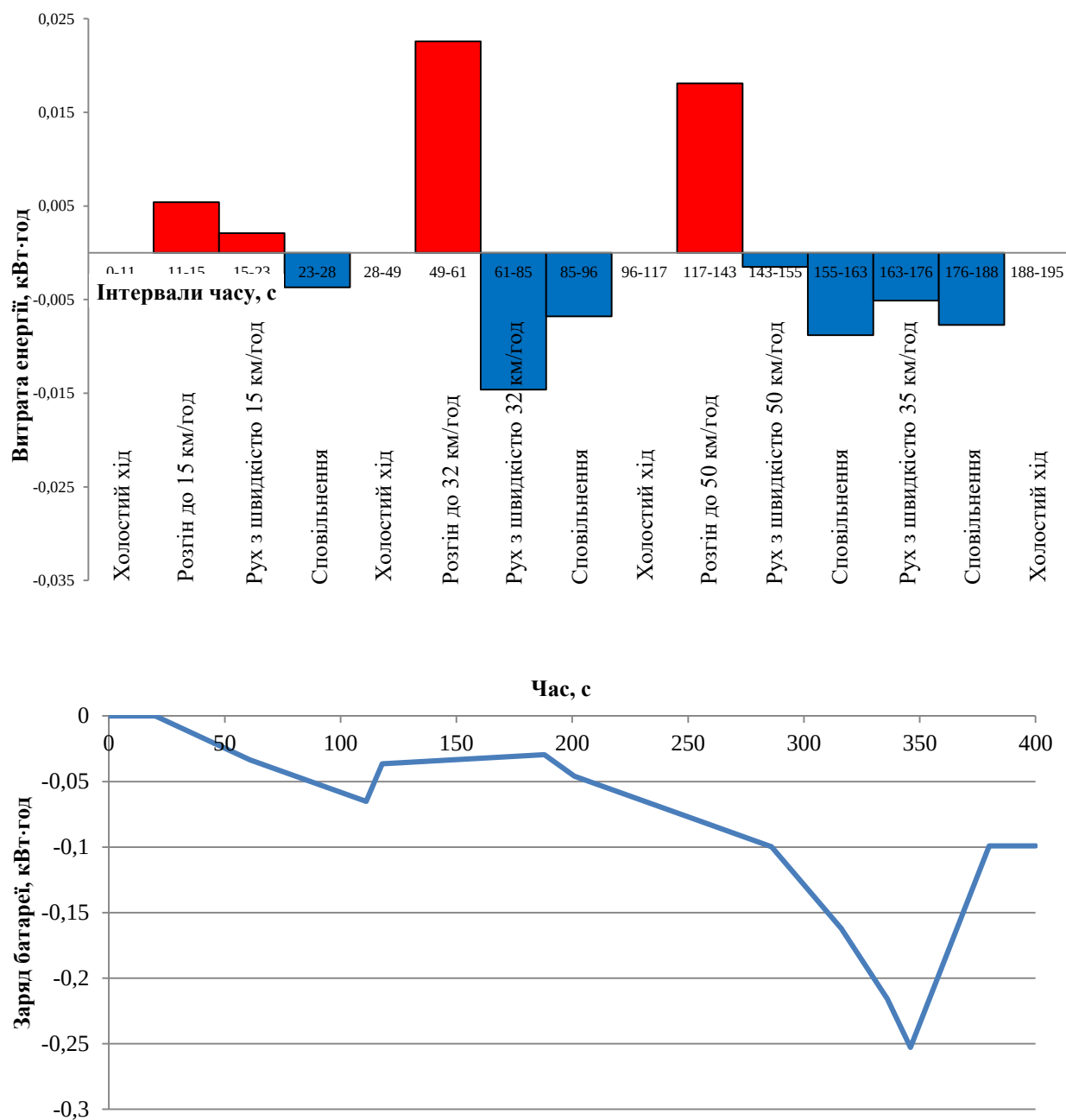


Рисунок 4.4 – Діаграма витрати і рекуперації енергії (вгорі) та графік зміни рівня заряду батареї (внизу) для позаміського сегменту їздового циклу

Графік зміни рівня заряду акумуляторної батареї для міського сегмента показує, що після його завершення заряд батареї фактично залишається на початковому рівні. Це свідчить про збалансованість процесів споживання та генерування електроенергії в межах міського режиму руху. [8; 13; 29; 30]

На рисунку 4.4 подано діаграму рекуперації та витрати електроенергії, а також графік зміни рівня заряду батареї для позаміського сегмента їздового циклу.

Оскільки протягом більшої частини цього сегмента автомобіль рухається з високою швидкістю, ДГ1 перебуває у заблокованому стані, а рекуперація енергії практично не здійснюється. Крім того, у позаміському сегменті кількість гальмувань є незначною. Унаслідок цього після завершення сегмента загальне споживання електроенергії перевищує її генерацію, що підтверджується зниженням рівня заряду батареї. У реальних умовах експлуатації часткова компенсація цих втрат може відбуватися під час простою автомобіля, наприклад у заторах, коли можлива підзарядка акумуляторної батареї.

4.4 Висновки до розділу

Комбінована гібридна силова установка з механічним зв'язком між двигуном внутрішнього згоряння та електричними машинами, який реалізується за допомогою планетарної передачі, є складною багатофункціональною системою. Вона дає змогу реалізувати різні варіанти взаємодії між агрегатами завдяки гнучкому вибору швидкісних і тягових режимів роботи.

У міському сегменті найбільше споживання електроенергії спостерігається на ділянці розгону з 0 до 32 км/год. Це пояснюється значним прискоренням автомобіля, яке потребує підвищеного крутного моменту електродвигунів, насамперед тягового ДГ2. Найбільша рекуперація енергії припадає на ділянку руху з постійною швидкістю 32 км/год. Це зумовлено, по-перше, найбільшою тривалістю цієї ділянки, а по-друге – наявністю надлишкової потужності ДВЗ, значна частина якої спрямовується на заряджання акумуляторної батареї.

У позаміському сегменті рекуперація переважає споживання електроенергії переважно під час сповільнень, особливо на ділянці гальмування зі 120 км/год до 0, а також під час руху з постійною швидкістю 50 км/год, коли ДВЗ має певний резерв потужності. Найбільша витрата електроенергії спостерігається під час руху зі швидкістю 100 км/год, оскільки ця ділянка є достатньо тривалою, а силова установка працює в режимі високої швидкості.

Отже, результати аналізу показують, що в міському сегменті робота електричної частини гібридної силової установки є більш збалансованою, оскільки

споживання електроенергії компенсується її генерацією. У позаміському сегменті, навпаки, через тривалий рух на високих швидкостях і меншу кількість гальмувань споживання електроенергії перевищує рекуперацію. Це підтверджує, що ефективність гібридної силової установки найбільш повно проявляється саме в умовах міського руху.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі проведено теоретичне дослідження доцільності використання гібридної силової установки на легковому автомобілі. Оцінювання виконано на основі порівняння показників паливної економічності та шкідливості двигуна внутрішнього згоряння у двох варіантах: при його самостійній роботі у традиційній силіній установці та при роботі у складі комбінованої гібридної силової установки.

Обґрунтовано доцільність застосування гібридної силової установки змішаного типу. Встановлено, що така компоновальна схема поєднує переваги послідовної та паралельної гібридних систем і дає змогу більш ефективно використовувати потужність двигуна внутрішнього згоряння та електродвигунів.

Проведено огляд історичного розвитку, сучасного стану та перспектив використання гібридних автомобілів. На основі аналізу встановлено, що розвиток автомобілів із гібридними силовими установками є актуальним напрямом підвищення паливної економічності та зменшення негативного впливу автотранспорту на навколишнє середовище.

Розглянуто та обґрунтовано конструктивну схему комбінованої гібридної силової установки з планетарною передачею. Така схема забезпечує тягово-швидкісний зв'язок між двигуном внутрішнього згоряння та електричними машинами, що дозволяє гнучко розподіляти потоки потужності залежно від режиму руху автомобіля.

Використано вдосконалену математичну модель руху автомобіля з гібридною силовою установкою змішаного типу. На її основі визначено показники тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності та токсичності за різних умов руху в межах змішаного їздового циклу.

Проведено теоретичні розрахунки для порівняння автомобіля з традиційною дизельною силовою установкою та автомобіля з комбінованою дизель-гібридною установкою. Встановлено, що використання гібридної конструкції забезпечує покращення паливної економічності та зниження токсичності, особливо в умовах міського руху.

Визначено, що найбільша ефективність гібридної силової установки проявляється у міському сегменті їздового циклу, де характерними є часті зупинки, розгони, сповільнення та робота автомобіля на низьких швидкостях. У таких умовах електродвигуни частково або повністю забезпечують рух автомобіля, а ДВЗ працює менше часу та переважно в ефективнішому діапазоні.

Встановлено вплив компоувальної схеми гібридної силової установки та умов руху на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економичності автомобіля. Застосування комбінованої схеми дає змогу зменшити роботу ДВЗ у неоптимальних режимах, реалізувати рекуперацію енергії під час гальмування та підвищити загальну ефективність силової установки.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в обґрунтуванні доцільності використання комбінованої гібридної силової установки з планетарною передачею та визначенні особливостей її роботи, за яких досягається покращення показників тягово-швидкісних властивостей, паливної економичності та токсичності.

Практичне значення результатів дослідження полягає у можливості використання розробленої математичної моделі для прогнозування експлуатаційних показників автомобіля з гібридною силовою установкою ще на етапі проектування. Це дозволяє скоротити час і витрати на створення нових автомобілів або модернізацію наявних транспортних засобів.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кубіч В. І. Гібридні силові установки легкових автомобілів : навчальний посібник. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 193 с. URL: <https://eir.zp.edu.ua/bitstreams/f67932c2-fcc4-4069-b96f-9d50cc54d478/download>
2. Сахно В.П. Моделювання та керування гібридною силовою установкою автомобіля виконаною за паралельною схемою / В.П. Сахно, О.М. Тімков, О.С. Іванов // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 349–356.
3. Бажинов О. В., Смирнов О. П., Серіков С. А., Двадненко В. Я. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика : монографія. Харків : ХНАДУ, 2011. 236 с.
4. Осетров О. О., Кравченко С. С., Чучуменко Б.С. Обґрунтування параметрів послідовної гібридної силової установки легкового автомобіля. Двигуни внутрішнього згоряння. 2022. URL: <https://dvs.khpi.edu.ua/article/view/264387>
5. Марченко А. П., Міщенко М. Т., Міщенко С. Г. Аналіз ефективності та перспектив розвитку силових установок наземного транспорту. Двигуни внутрішнього згоряння. 2025. № 1. DOI: 10.20998/0419-8719.2025.1.01. URL: <https://dvs.khpi.edu.ua/article/download/338938/327135>
6. Марченко А. П. та ін. Особливості експлуатації транспортних засобів з гібридними силовими установками. Харків : НТУ «ХПІ», 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/bitstreams/10077e9b-65a0-4101-a618-c3787c8f9e1b/download>
7. Смирнова А. О. Експлуатаційні і техніко-економічні показники автомобілів з альтернативними силовими установками. Харків : НТУ «ХПІ», 2013. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/dff759e2-4156-4a88-9a48-26062c88542e/content>
8. Двадненко В. Я. Удосконалення системи рекуперативного гальмування міського електротранспорту. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. 2025. URL: <https://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/335442>

9. Двадненко В. Я. Система рекуперативного гальмування транспортних засобів з електроприводом. Харків : ХНАДУ, 2015. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/c57fca09-5e7f-4b4b-a8e5-1bcb19712594/download>
10. Серіков С. А. Гібридна силова установка автомобіля як об'єкт оптимального управління. Харків : ХНАДУ, 2009. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/f984da0f-ae02-4ee2-9f8a-28cc51a48042/download>
11. Абраменко В. Г. Модифікація системи охолодження гібридної силової установки автомобіля. Харків : ХНАДУ, 2020. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/cab0c38f-84df-4763-95d6-f55aa5ad6c83/download>
12. Глебов В. В. Щодо застосування гібридної силової установки на військових машинах. Військово-технічний збірник. 2020. URL: <https://vtz.asv.gov.ua/article/view/203847>
13. Мауш Хакім. Підвищення енергоефективності автомобілів в умовах експлуатації за рахунок гібридних технологій : дис. ... канд. техн. наук. Харків : ХНАДУ, 2017. URL: <https://www.khadi.kharkov.ua/uploads/media/dis.pdf>
14. Нечитайло Ю. А. Аналіз конструктивних схем гібридних силових установок автомобілів. Харків : НТУ «ХПІ», 2013. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/bitstreams/a18725cd-1720-4c1e-857d-8c52c30769dc/download>
15. Аргун Щ. В., Гнатов А. В., Ульянець О. А. Екологічний та енергоефективний автомобільний транспорт та його інфраструктура. Вісник ЖДТУ. 2016. № 2(77). С. 18–27. URL: <https://vtn.ztu.edu.ua/article/view/80306/76190>
16. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Ульянець О. А. Електромобілі – майбутнє, яке вже настало. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. 2017. № 11. С. 24–28. URL: <https://www.irbis-nbuv.gov.ua/>

17. Гнатов А. В., Аргун Щ. В. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. 2022. URL: <https://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/255386>.

18. Н. Биглюк. Використання двигунів-генераторів для зменшення енергетичних втрат у транспорті. 87-ї Міжнародної наукової конференції студентів 07-11 квітня 2025 року. Харків: ХНАДУ, 2025

19. І.С. Мурований, Н.В. Биглюк. Комбінована гібридна силова установка автомобіля: конструкція, режими роботи та енергоефективність / Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції «сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» Вінниця, ВНТУ, 2025, С 312-315. ISBN 978-617-8163-71-6

20. Коробко А. І. Особливості оцінювання потужності двигуна та тягово-швидкісних показників автомобіля. Харків : ХНАДУ, 2023. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/127bdb6f-152b-4975-9d05-4f10758fdf97/download>

21. Далека В. Х. Тяговий привід транспортних засобів з гібридною силовою установкою. Комунальне господарство міст. 2010. № 97. С. 226–331.

22. Грищенко Н. О., Кіркін П. М. Транспортні засоби для міських пасажирських перевезень з гібридною силовою установкою. Комунальне господарство міст. 2011. № 122.

23. Павлов М. В. Математична модель руху автомобіля при оцінюванні паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів. Київ : НТУ, 2010.

24. Говорущенко М. Я., Волков В. П. Технічна експлуатація автомобілів. Київ : Либідь, 2004. 496 с.

25. Туренко А. М., Клименко В. І., Сараєв О. В., Данець С. В. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник. Харків : ХНАДУ, 2013.

26. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Київ : Держспоживстандарт України, 2011.

27. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2014. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014.

28. UNECE Regulation No. 101. Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train, with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and/or the measurement of electric energy consumption and electric range. URL: <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-101-120> (дата звернення: 26.05.2026).

29. ISO 23274-1:2019. Hybrid-electric road vehicles – Exhaust emissions and fuel consumption measurements – Part 1: Non-externally chargeable vehicles. Geneva : International Organization for Standardization, 2019.