

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»

ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗРОБКИ ТА ВИКОРИСТАННЯ МОДУЛЬНОЇ  
ТРАНСПОРТНОЇ ПЛАТФОРМИ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ  
КАТЕГОРІЇ М2

Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт

Освітньо – наукова програма: Інжиніринг автомобільного транспорту

Виконав: здобувач вищої освіти  
групи ІАТм-21  
Ігор БУЗІНСЬКИЙ

---

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

---

Кваліфікаційну роботу  
допущено до захисту  
„\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2026 р.

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

---

# 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-наукова програма: Інжиніринг автомобільного транспорту

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою автомобілів і  
 транспортних технологій

\_\_\_\_\_ В. ОНИЩУК  
 „\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2026 р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Бузінський Ігор Олександрович  
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Оцінка доцільності розробки та використання модульної транспортної платформи для транспортного засобу категорії М2

Керівник роботи: к.т.н., доцент Мурований Ігор Сергійович  
 затверджені наказом закладу вищої освіти від «26» листопада 2025 р. № 502/01-02.

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

3. Вихідні дані до роботи: Автомобіль категорії М2, технічна характеристика.

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

1. Стан питання та завдання дослідження
2. Аналіз конструкції транспортної модульної платформи та показників її тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності, екологічності.
3. Порівняльний аналіз транспортної модульної платформи з традиційними і гібридними силовими установками за показниками тягово-швидкісних властивостей.
4. Визначення показників паливної економічності автомобіля
5. Оцінка обсягів шкідливих викидів транспортної модульної платформи з традиційними і гібридними силовими установками використанням засобів моделювання
- 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 2026 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи                                                                                                                   | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1.    | Стан питання та завдання дослідження.                                                                                                                 | 11.04.2026                    |          |
| 2.    | Аналіз конструкції транспортної модульної платформи та показників її тягово-швидкісних властивостей, паливної економічності, екологічності.           | 25.04.2026                    |          |
| 3.    | Порівняльний аналіз транспортної модульної платформи з традиційними і гібридними силовими установками за показниками тягово-швидкісних властивостей.  | 09.05.2026                    |          |
| 4.    | Визначення показників паливної економічності автомобіля.                                                                                              | 16.05.2026                    |          |
| 5     | Оцінка обсягів шкідливих викидів транспортної модульної платформи з традиційними і гібридними силовими установками використанням засобів моделювання. | 23.05.2026                    |          |
| 6     | Результати дослідження доцільності розробки і використання транспортної модульної платформи категорії М2.                                             | 30.05.2026                    |          |
| 7.    | Оформлення пояснювальної записки та ілюстративного матеріалу відповідно до вимог                                                                      | 02.06.2026                    |          |
| 8.    | Захист кваліфікаційної роботи                                                                                                                         | Згідно графіка                |          |

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_

(підпис)

І. БУЗІНСЬКИЙ

(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_

(підпис)

І. МУРОВАНІЙ

(прізвище, ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Бузінський І.О. Оцінка доцільності розробки та використання модульної транспортної платформи для транспортного засобу категорії М2

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, 14 таблиць, 15 рисунка та 30 джерел за переліком посилань.

У кваліфікаційній роботі досліджено доцільність розробки та використання транспортної модульної платформи категорії М2 на базі типового транспортного засобу «Богдан А092». Проаналізовано конструктивні особливості базового автомобіля, можливості створення уніфікованої модульної платформи та її адаптації для різних типів транспортних засобів. Особливу увагу приділено встановленню гібридного силового агрегата з метою покращення тягово-швидкісних характеристик, паливної економічності та зниження рівня шкідливих викидів. У межах дослідження проведено порівняльний аналіз модульних платформ за тягово-швидкісними, паливно-економічними та екологічними показниками. Практичне значення роботи полягає в обґрунтуванні можливості використання модульного підходу для створення сучасних транспортних засобів категорії М2 з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Ключові слова: модульна платформа, транспортний засіб, категорія М2, Богдан А092, гібридний силовий агрегат, тягово-швидкісні характеристики, паливна економічність, шкідливі викиди, екологічність, уніфікація конструкції.

## **ABSTRACT**

Buzinsky I. Assessment of the feasibility of developing and using a modular transport platform for a vehicle of category M2.

Master's qualification work of the educational and scientific program "Road Transport Engineering" specialty 274 Road 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, 14 tables, 15 figures and 30 sources according to the list of references.

The qualification work investigated the feasibility of developing and using a transport modular platform of category M2 based on a typical vehicle "Bogdan A092". The design features of the base vehicle, the possibilities of creating a unified modular platform and its adaptation for different types of vehicles were analyzed. Particular attention is paid to the installation of a hybrid power unit in order to improve traction and speed characteristics, fuel economy and reduce the level of harmful emissions. As part of the study, a comparative analysis of modular platforms was conducted in terms of traction and speed, fuel economy and environmental indicators. The practical significance of the work lies in substantiating the possibility of using a modular approach to create modern vehicles of category M2 with improved operational characteristics.

Keywords: modular platform, vehicle, category M2, Bogdan A092, hybrid power unit, traction and speed characteristics, fuel economy, harmful emissions, environmental friendliness, design unification.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| АНОТАЦІЯ .....                                                                                                                                      | 4  |
| ВСТУП .....                                                                                                                                         | 1  |
| 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....                                                                                                         | 11 |
| 1.1 Актуальність розробки модульної платформи .....                                                                                                 | 11 |
| 1.2 Використання нового модульного методу конструювання в світі.....                                                                                | 12 |
| 1.3 Гібридні силові установки .....                                                                                                                 | 14 |
| 1.4 Поєднання сучасних технологій .....                                                                                                             | 15 |
| 1.5 Висновок до розділу .....                                                                                                                       | 16 |
| 2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ ТА ПОКАЗНИКІВ ЇЇ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ, ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНОСТІ... 17 |    |
| 2.1 Аналіз типової конструкції.....                                                                                                                 | 18 |
| 2.1.1 Вихідні дані, розрахунок значень вихідних показників і параметрів .....                                                                       | 19 |
| 2.1.2 Дорожні умови.....                                                                                                                            | 20 |
| 2.1.3 Вибір шин.....                                                                                                                                | 24 |
| 2.1.4 Геометричні параметри автомобіля .....                                                                                                        | 26 |
| 2.1.5 Визначення аеродинамічних характеристик .....                                                                                                 | 27 |
| 2.1.6 Визначення параметрів автомобільного двигуна .....                                                                                            | 30 |
| 2.1.7 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна .....                                                                      | 33 |
| 2.1.8 Обґрунтування вибору трансмісії автомобіля та визначення її основних параметрів .....                                                         | 36 |
| 2.1.9 Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля .....                                                                         | 39 |
| 2.1.10 Побудова допоміжних залежностей.....                                                                                                         | 46 |
| 2.1.11 Аналіз діаграм.....                                                                                                                          | 48 |
| 2.2 Визначення показників експлуатаційних властивостей автомобіля... 50                                                                             |    |
| 2.2.1 Гальмівні властивості .....                                                                                                                   | 50 |
| 2.2.2 Стійкість автомобіля .....                                                                                                                    | 52 |
| 2.2.3 Керованість автомобіля .....                                                                                                                  | 53 |
| 2.2.4 Підвіска .....                                                                                                                                | 56 |
| 2.2.5 Розрахунок листової напівеліптичної ресори .....                                                                                              | 59 |
| 2.3 Аналіз конструкції транспортних модульних платформ. ....                                                                                        | 61 |

|       |                                                                                                                                                                     |     |
|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.3.1 | Визначення потужності двигуна, вибір та обґрунтування його типу, побудова швидкісної зовнішньої.....                                                                | 62  |
| 2.4   | Висновок до розділу.....                                                                                                                                            | 70  |
| 3     | ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....            | 71  |
| 3.1   | Порівняння зовнішньо швидкісних характеристик .....                                                                                                                 | 71  |
| 3.2   | Висновок до розділу.....                                                                                                                                            | 77  |
| 4     | ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ЗА ПАЛИВО-ЕКОНОМІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ .....                      | 78  |
| 4.1   | Паливна економічність автомобіля «Богдан А092» .....                                                                                                                | 78  |
| 4.2   | Паливна економічність модульного гібридного автомобіля .....                                                                                                        | 80  |
| 4.3   | Висновок до розділу.....                                                                                                                                            | 83  |
| 5     | РОЗДІЛ 4: ОЦІНКА ОБСЯГІВ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ВИКОРИСТАННЯМ ЗАСОБІВ МОДЕЛЮВАННЯ..... | 84  |
| 5.1   | Розрахунок обсягів шкідливих викидів автомобіля «Богдан А092»...                                                                                                    | 83  |
| 5.2   | Розрахунок обсягів шкідливих викидів гібридного автомобіля «Богдан А092».....                                                                                       | 89  |
| 5.3   | Висновок до розділу.....                                                                                                                                            | 93  |
|       | ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....                                                                                                                                             | 90  |
|       | ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ .....                                                                                                                                      | 96  |
|       | ДОДАТКИ .....                                                                                                                                                       | 100 |

## ВСТУП

Актуальність роботи. Автомобільний транспорт істотно вплинув на повсякденне життя суспільства, оскільки забезпечив швидке переміщення людей, доступність послуг і розширення просторової мобільності. Водночас зростання кількості транспортних засобів посилює навантаження на довкілля, збільшує споживання енергоресурсів і загострює проблему шкідливих викидів. У зв'язку з цим актуальним залишається пошук технічних рішень, які поєднують паливну економічність, екологічність, надійність і зручність експлуатації. [1; 2; 3] [2; 27; 28]

Одним із перспективних напрямів такого пошуку є вдосконалення компоновальних схем транспортних засобів. Це передбачає не лише модернізацію наявних конструкцій, а й створення гнучких платформ, які можна адаптувати до різних моделей, умов експлуатації та типів силових установок. Зміна архітектури транспортного засобу потребує комплексного аналізу, оскільки вона впливає на масу, тягово-швидкісні властивості, паливну економічність, технологічність виробництва, ремонтпридатність і вартість подальшого обслуговування.

Для автобусобудування ці питання мають особливе значення. Сучасний міський автобус повинен бути не лише надійним та економічним, а й зручним і доступним для пасажирів різних категорій. Правила №107 ЄЕК ООН визначають вимоги до конструкції автобусів категорій M2 і M3, зокрема щодо безпеки, зручності входу та виходу, організації пасажирського простору й доступності салону [1]. Зменшення рівня підлоги та використання пневматичної підвіски з функцією нахилу кузова підвищують комфорт користування автобусом для людей похилого віку, пасажирів з інвалідністю, осіб із дитячими візками та інших маломобільних груп населення. [1; 4; 5]

Порівняно з традиційною компоновальною схемою, у якій підлога розташована на більшій висоті, модульна або низькопідлогова платформа створює кращі умови для раціонального компонування автобуса. Вона може виконувати роль несучої основи, спростувати розміщення основних агрегатів,

забезпечувати ефективніше використання внутрішнього простору кузова та сприяти уніфікації виробництва. Такий підхід є важливим як для підвищення комфорту пасажирів, так і для зменшення витрат на виготовлення, модернізацію, технічне обслуговування та ремонт транспортного засобу.

Компонувальне рішення автобуса доцільно оцінювати за сукупністю технічних, експлуатаційних, економічних та екологічних критеріїв. До таких критеріїв належать тягово-швидкісні властивості, паливна економічність, рівень викидів, складність конструкції, собівартість виробництва, ремонтпридатність і витрати на обслуговування. У цьому контексті актуальним є дослідження модульної платформи, доповненої гібридним силовим агрегатом. [6; 7; 8] [4; 9; 10] [27; 28; 29]

Мета дослідження - обґрунтувати доцільність розроблення та використання транспортної модульної платформи для автобуса категорії М2.

Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено виконання таких завдань:

- проаналізувати конструкцію автобуса «Богдан А092»;
- розглянути особливості розробленої модульної платформи для автобуса «Богдан А092»;
- запропонувати модуль гібридного силового агрегату для модульної платформи;
- виконати порівняльний аналіз традиційної конструкції та модульної платформи з гібридним силовим агрегатом за тягово-швидкісними показниками;
- оцінити паливно-економічні показники типової та модернізованої конструкції;
- порівняти рівень шкідливих викидів традиційної моделі та автобуса з модульною платформою.

Методика роботи ґрунтується на порівнянні технічних, паливно-економічних та екологічних показників автобуса у базовому виконанні і у варіанті з модульною платформою та гібридним силовим агрегатом.

Під час проєктування нової автобусної моделі важливо враховувати не окремі конструктивні рішення ізольовано, а їхню сумісність у межах уніфікованої системи. Такий підхід дає можливість формувати модельний ряд на спільній базі, спрощувати виробництво, зменшувати номенклатуру деталей і полегшувати подальшу модернізацію.

Апробація результатів роботи. Участь в XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку

а

в

т

о

м

о

б

і

л

ь

н

о

г

о

т

р

а

н

с

п

о

р

т

у

»

**1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ**

## 1.1 Актуальність розробки модульної платформи

Проблема оновлення міського та міжміського автобусного парку залишається гострою. Частина рухомого складу, що працює на маршрутах, уже не відповідає сучасним вимогам за рівнем комфорту, економічності, екологічності та технічної надійності. У таких умовах модернізація автобусів має розглядатися не лише як заміна окремих агрегатів, а як перехід до більш гнучкої конструктивної ідеології.

Саме тому доцільно розглядати конструктивну систему, яка дозволяє створювати автобуси різного призначення, пасажиромісткості та габаритних параметрів без повного перепроєктування кожної нової модифікації.

Одним із таких рішень є застосування транспортної модульної платформи. [4; 10; 11].

Конструктивно модульна платформа може мати рамну або іншу несучу основу, однак її головна відмінність полягає у стандартизованих монтажних зонах для встановлення різних вузлів та агрегатів. Завдяки цьому виробник отримує не одну жорстко задану модель, а базу для створення кількох варіантів транспортного засобу.

Модульний принцип дає змогу будувати на спільній основі різні типи автобусів: від компактних міських машин до транспортних засобів для приміських і міжміських перевезень. Це скорочує тривалість конструкторської підготовки, зменшує витрати на матеріали та спрощує запуск нової моделі у виробництво. [9; 10; 11]

До основних модульних частин автомобіля належать:

- силова установка;
- трансмісія;
- підвіска;
- рульове керування;
- електрообладнання.

Разом із тим модульна платформа є складним об'єктом інженерного проєктування. Необхідно узгодити геометрію несучої частини, місця

кріплення агрегатів, масово-габаритні обмеження, роботу силового агрегата, трансмісії, підвіски та електричних систем. Недостатнє опрацювання цих зв'язків може знизити очікуваний ефект від уніфікації.

Важливою перевагою модульної основи є можливість адаптації. Змінюватися можуть не лише окремі вузли, а й конфігурація платформи в цілому. Наприклад, застосування силових установок із різними характеристиками дозволяє коригувати динамічні показники автобуса відповідно до умов міського, приміського або міжміського руху.

Основними перевагами модульної платформи є:

- зменшення витрат на розробку нових моделей транспортних засобів;
- скорочення часу підготовки нової моделі до виробництва;
- можливість організації виробництва на різних заводах;
- уніфікація основних вузлів і деталей;
- зменшення кількості номенклатури комплектуючих;
- спрощення технічного обслуговування та ремонту.

Однак модульний підхід має і певні обмеження. Якщо несуча структура проєктується з надмірним запасом міцності, окремі модифікації можуть отримати зайву масу або вищу вартість. Крім того, високий рівень уніфікації іноді обмежує індивідуальність конструкції конкретної моделі.

Отже, модульна платформа може бути ефективним напрямом розвитку автобусобудування. Вона прискорює оновлення модельного ряду, допомагає зменшити виробничі витрати та створює передумови для випуску транспортних засобів, які краще відповідають сучасним технічним, економічним і екологічним вимогам.

## **1.2 Використання нового модульного методу конструювання в світі**

У світовому автомобілебудуванні модульний принцип уже став поширеною практикою. Провідні виробники використовують спільні архітектури для кількох моделей, що дозволяє зберігати уніфіковану технічну базу та водночас варіювати габарити, оснащення і споживчі характеристики автомобіля. [9; 10; 11]

До найвідоміших прикладів модульних платформ належать:

- Volkswagen Group — платформа MQB;
- Renault-Nissan Alliance — платформа CMF;
- Subaru / Fuji Heavy Industries — платформа SGP;
- PSA Group — платформа EMP2 для автомобілів Peugeot та Citroën;
- Volvo — платформи SPA для більших автомобілів та CMA для компактніших моделей;
- Toyota — платформа TNGA;
- Mercedes-Benz — модульні платформи MFA, MRA, MHA, MSA;
- General Motors — платформи E2XX, P2XX, C2XX, D2XX;
- Honda — Compact Global Platform.

Показовим прикладом є платформа Volkswagen Group MQB. Аббревіатура походить від німецького Modularer Querbaukasten, що означає «модульна поперечна матриця». Ця архітектура призначена для автомобілів із поперечним розташуванням двигуна та використовується в моделях Volkswagen, Audi, Škoda і SEAT [4; 10].

Ключова перевага MQB полягає у конструктивній гнучкості. Виробник може змінювати колісну базу, ширину колії та низку інших параметрів без створення повністю нової платформи. Завдяки цьому на спорідненій виробничій базі можна випускати автомобілі різних класів.

Застосування модульної архітектури також сприяє стандартизації електронних систем, спрощує впровадження нових технологій, полегшує модернізацію конструкції та може позитивно впливати на масу й безпеку транспортного засобу.

Під час проєктування автомобіля необхідно враховувати комплекс вимог, які умовно можна згрупувати у виробничі, експлуатаційні, споживчі та безпекові.

Виробничі вимоги стосуються можливостей підприємства: конструкція має відповідати наявному технологічному рівню, забезпечувати раціональне використання матеріалів, прийнятну трудомісткість і економічно обґрунтовану собівартість. [6; 8; 12]

Експлуатаційні вимоги характеризують ефективність транспортного засобу в реальних умовах роботи. Серед них - паливна економічність, стійкість, керованість, маневреність, плавність ходу, прохідність, ремонтпридатність і вартість виконання транспортної роботи. [6; 8; 12]

Споживчі вимоги пов'язані з очікуваннями користувача: доступною ціною, невисокими витратами на експлуатацію, надійністю, комфортом, простотою керування та зручністю технічного обслуговування.

Вимоги безпеки охоплюють активну, пасивну, післяаварійну та екологічну складові. Транспортний засіб повинен не тільки допомагати уникати аварійних ситуацій, а й зменшувати тяжкість їх наслідків, захищати пасажирів і мінімізувати негативний вплив на довкілля. [6; 8; 12]

Таким чином, модульні платформи є не просто конструкторським прийомом, а важливою тенденцією розвитку автомобілебудування. Вони дозволяють скорочувати строки розробки, уніфікувати вузли, оптимізувати виробництво та підтримувати відповідність сучасним технічним і екологічним вимогам.

### **1.3 Гібридні силові установки**

Гібридним вважають транспортний засіб, у якому для руху використовується більше ніж одне джерело енергії. Найчастіше це поєднання двигуна внутрішнього згоряння та електродвигуна. Така схема дозволяє зменшити навантаження на ДВЗ у неефективних режимах, особливо під час руху з малими швидкостями, частих зупинок і повторних розгонів. [13; 14; 15]

Однією з основних переваг гібридної силової установки є рекуперація. Під час гальмування частина кінетичної енергії не втрачається у вигляді тепла, а перетворюється на електричну енергію та накопичується в акумуляторній батареї. Надалі ця енергія може використовуватися для підтримки руху або допомоги під час розгону. [13; 14; 15]

Поширення гібридних автомобілів пов'язане з підвищенням вартості палива, посиленням екологічних нормативів, розвитком електронних систем керування та зростанням попиту на економічні транспортні засоби [5].

Гібридна технологія займає проміжне місце між класичними автомобілями з ДВЗ і повністю електричними транспортними засобами. Вона частково компенсує обмеження електромобілів, зокрема залежність від зарядної інфраструктури, тривалість заряджання і велику масу тягових батарей, але водночас дозволяє знизити витрати палива.

Для міських автобусів гібридні силові установки є особливо придатними, оскільки маршрутний режим передбачає часті зупинки, розгони та гальмування. Саме в таких умовах електропривід і рекуперація енергії можуть забезпечити найбільший практичний ефект: зменшення витрат палива, шуму та локальних викидів. [13; 14; 15] [13; 16; 17]

Розробкою та виробництвом автобусів із гібридними дизель-електричними силовими установками займаються різні світові компанії, зокрема:

- New Flyer Industries – Канада;
- General Motors із гібридною системою GM/Allison;
- First Automotive Works (FAW) – Китай;
- Solaris Bus & Coach – Польща;
- APTS – Нідерланди;
- Optare Group – Велика Британія;
- Dongfeng Motor Company – Китай;
- Volvo, зокрема модель Volvo 7700 Hybrid;
- Hyundai Motor Company, зокрема автобус Blue City.

Подібні рішення розроблялися і в пострадянському просторі.

Отже, гібридні силові установки є перспективним інструментом підвищення ефективності автомобільного й автобусного транспорту. Вони поєднують переваги ДВЗ та електропривода, сприяють зменшенню витрати палива, покращують екологічні показники та підвищують ефективність роботи транспортного засобу в міських умовах.

#### **1.4 Поєднання сучасних технологій**

Оскільки сучасний автобус має відповідати одночасно економічним, технічним, екологічним і соціальним вимогам, найбільш перспективними є рішення, що поєднують кілька інженерних підходів.

Модульні платформи і гібридні силові установки вже довели практичну цінність у світовому транспортному машинобудуванні. Для українського автобусобудування важливо не копіювати ці рішення формально, а адаптувати їх до наявної виробничої бази, дорожніх умов, структури маршрутної мережі та фінансових можливостей перевізників. [4; 10; 18]

У межах цієї роботи розглядається саме комбінований підхід: поєднання модульної конструктивної основи з гібридним силовим агрегатом. [4; 10; 18]

Очікуваний ефект такої концепції полягає у підвищенні ефективності міських і приміських перевезень завдяки уніфікації конструкції, зменшенню експлуатаційних витрат, покращенню паливної економічності та зниженню екологічного навантаження. [13; 14; 27]

## **1.5 Висновок до розділу**

У першому розділі проаналізовано передумови розвитку автобусного транспорту, модульного проєктування та гібридних силових установок. Показано, що актуальність теми зумовлена необхідністю оновлення рухомого складу, підвищенням вимог до доступності міських автобусів, посиленням екологічних нормативів і потребою у зниженні експлуатаційних витрат.

Розгляд світового досвіду підтвердив, що модульний підхід є ефективним способом уніфікації конструкції, скорочення строків розробки та організації виробництва транспортних засобів різного призначення. Водночас його практичне застосування потребує узгодження несучої структури, силового агрегата, трансмісії, підвіски, електричних систем і вимог безпеки.

Окремо визначено доцільність поєднання модульної платформи з гібридною силовою установкою.

Така комбінація може забезпечити не лише конструктивну гнучкість, а й покращення паливної економічності, зменшення навантаження на двигун

внутрішнього згоряння та скорочення шкідливих викидів у міських умовах. Узагальнення виконано з позиції практичного застосування результатів для модернізації автобусів категорії М2.

## **2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ, ЇЇ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ, ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ**

## 2.1 Аналіз типової конструкції.

Автобус «Богдан А092» належить до міських маршрутних транспортних засобів і призначений для перевезення пасажирів у міському та приміському сполученні. Кузов виконано за одноланковою несучою схемою вагонного компонування, що дозволяє раціонально використовувати площу салону та забезпечувати достатню місткість для маршрутної експлуатації [6].

Підвіска автобуса має комбіноване конструктивне рішення. Спереду застосовано залежну ресорну підвіску з телескопічними амортизаторами двосторонньої дії та стабілізатором поперечної стійкості. Задня підвіска є залежною пневморесорною і також обладнана амортизаторами двосторонньої дії. Така схема спрямована на забезпечення прийнятної плавності ходу, стійкості й керованості під час руху.

До основних технічних характеристик автобуса «Богдан А092» належать:

- довжина – 7430 мм;
- висота – 2750 мм;
- розмір шин – 215/75 R17,5;
- передня колія – 1680 мм;
- задня колія – 1650 мм;
- радіус повороту – 7,7 м;
- кількість передач коробки передач – 7;
- тип двигуна – дизельний, 4-циліндровий;
- максимальна швидкість руху – 105 км/год;
- зчеплення – фрикційне, сухе, однодискове, з пневмоприводом.

Отже, базова конструкція автобуса «Богдан А092» відповідає основним вимогам до міського маршрутного транспорту. Водночас її габарити, компонування, підвіска та дизельний силовий агрегат залишають можливість для подальшої модернізації, зокрема для адаптації до модульної платформи та гібридної силової установки. [19; 20; 22]



Рисунок 1 – Структурне подання типової концепції кузова

### 2.1.1 Вихідні дані, розрахунок значень вихідних показників і параметрів

Для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобіля використовують сукупність вихідних показників, які доцільно поділити на три групи: задані, вибрані та розрахункові. [6; 7; 22]

До заданих параметрів належать характеристики, які визначаються на початковому етапі проектування транспортного засобу. Вони відображають його призначення, тип, пасажиромісткість, повну масу, максимальну швидкість руху, тип двигуна, тип трансмісії, колісну формулу та інші основні конструктивні ознаки.

Вибрані параметри приймаються на основі аналізу автомобілів-прототипів, довідкових матеріалів і спеціальної технічної літератури. До них належать кут підйому, який може подолати автомобіль, коефіцієнти опору коченню та зчеплення коліс із дорогою, власна маса автомобіля, розподіл навантаження по осях, лобова площа, коефіцієнт обтічності, параметри трансмісії та розміри шин. [6; 7; 22]

До розрахункових параметрів відносять величини, які визначаються безпосередньо в процесі тягового розрахунку. Серед них – максимальна потужність двигуна, найбільший крутний момент, робочий об'єм циліндрів, передаточне число головної передачі та передаточні числа коробки передач.

У цьому підрозділі методика розрахунку розглядається на прикладі міського пасажирського автобуса. Для числових розрахунків прийнято такі

вихідні дані: пасажиромісткість автобуса становить 43 особи, відповідно додаткова маса пасажирів приймається  $M_v = 3225 M_{\text{в}} = 3225 M_v = 3225$  кг. Максимальна швидкість руху автобуса дорівнює  $V_{\text{max}} = 105$  км/год. Колісна формула транспортного засобу –  $4 \times 2$ , привід здійснюється на задні колеса. Як силова установка використовується чотиритактний дизельний двигун.

Сформований набір вихідних даних дає змогу перейти до розрахунку тягово-швидкісних показників, перевірити відповідність конструкції умовам експлуатації та зіставити базовий варіант автобуса з модернізованим.

### 2.1.2 Дорожні умови

Дорожні умови в тяговому розрахунку автомобіля враховуються через коефіцієнт сумарного опору дороги  $\psi$ . Цей показник характеризує загальний опір руху транспортного засобу та враховує опір коченню коліс і опір, що виникає під час руху на підйомі або спуску [6; 7; 22].

Коефіцієнт сумарного опору дороги визначають за формулою:

$$\psi = f_k \pm i, \quad (1.1)$$

де

$f_k$  – коефіцієнт опору коченню автомобіля;

$i$  – поздовжній ухил дороги.

Якщо кут поздовжнього нахилу дороги позначити через  $\alpha$ , то ухил дороги визначається як:

$$i = \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.2)$$

Під час руху на підйомі значення ухилу додається до коефіцієнта опору коченню, а під час руху на спуску – віднімається.

Якщо максимальна швидкість автобуса досягається на горизонтальній ділянці дороги, то поздовжній ухил приймається рівним нулю:

$$i = 0.$$

У такому випадку коефіцієнт сумарного опору дороги визначається лише опором коченню:

$$\psi = f_k. \quad (1.3)$$

За швидкості руху понад 60–80 км/год коефіцієнт опору коченню зростає. Це пояснюється інтенсивнішою деформацією шин, збільшенням втрат енергії в зоні контакту колеса з дорогою та впливом швидкісного режиму руху. Для врахування цього явища використовують емпіричну залежність:

$$f_k = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{max}^2}{2 \cdot 10^4}\right), \quad (1.4)$$

де  $V_{max}$  – максимальна швидкість руху автомобіля, км/год.;  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню автомобіля при швидкостях, менших 60...80 км/год. Для доріг із твердим покриттям значення  $f_0$  зазвичай перебуває в межах 0,015–0,03. Для подальших розрахунків приймаємо асфальтове покриття та значення:

$$f_0 = 0,018.$$

Тоді для максимальної швидкості руху автобуса  $V_{max} = 90$  км/год отримаємо:

$$f_k = 0,018 \cdot \left(1 + \frac{90^2}{2 \cdot 10^4}\right) = 0,0253$$

У тягових розрахунках маршрутних автобусів коефіцієнт опору коченню доцільно збільшувати у 1,44–1,6 рази. Такий запас дозволяє врахувати можливість подолання незначних підйомів із підвищеною швидкістю та забезпечити достатній рівень тягових властивостей транспортного засобу.

Для подальших обчислень приймаємо коефіцієнт запасу рівним 1,6. Тоді коефіцієнт сумарного опору дороги при русі автобуса з максимальною швидкістю становитиме:

$$\Psi = 1,6 \cdot 0,025 = 0,04.$$

Для перевірки можливостей автобуса в ускладнених умовах приймаємо рух ґрунтовою дорогою після дощу на підйомі  $\alpha = 12^\circ$ . У цьому випадку за довідковими рекомендаціями приймаємо: Для перевірки можливостей автобуса приймаємо ускладнені дорожні умови:

$$V = 5 \text{ км/год.} = 1,38 \text{ м/с}; f_{kmax} = 0,05; i = \text{tg}(12^\circ) = 0,213.$$

Максимальний коефіцієнт сумарного опору дороги визначається за формулою:

$$\Psi_{max} = f_{kmax} \pm i, \quad (1.5)$$

Чисельно:

$$\Psi_{max} = 0,05 + 0,213 = 0,263.$$

Максимальне значення коефіцієнта опору  $\Psi_{max}$  приймають :

– для автобусів, призначених для міських та міжміських сполучень

$$\Psi_{max} = 0,25 \dots 0,30.$$

Отже, прийняті дорожні умови є достатньо напруженими для перевірки тягових можливостей автобуса, але отримане значення коефіцієнта сумарного опору дороги перебуває в допустимих межах для такого типу транспортного засобу.

Одним із важливих етапів тягового розрахунку є визначення спорядженої та повної маси автобуса. Ці показники безпосередньо впливають на тягово-швидкісні властивості, гальмівну динаміку, стійкість, навантаження на осі та вибір шин. Для подальших розрахунків приймаємо споряджену масу автобуса:  $M_a = 5200$  кг. Для попередньої оцінки раціональності конструкції використовують коефіцієнт використання маси  $\eta_G$ , який визначають за формулою: [6; 8; 23]

$$n_G = \frac{M_a - M_0}{M_0} = \frac{M_a}{M_0}, \quad (1.6)$$

де  $M_a$  – повна маса автомобіля;

$M_0$  – споряджена маса автомобіля, що включає суху масу, паливо, охолоджувальну рідину, запасне колесо, інструмент та обов'язкове обладнання;

$M_b$  – вантажопідйомність автомобіля.

Отримане значення перебуває в межах, характерних для сучасних автобусів, для яких коефіцієнт використання маси зазвичай становить 0,2–0,8. Розподіл маси між осями визначають з урахуванням компоновальної схеми автобуса, розташування основних агрегатів, типу кузова, даних автомобілів-прототипів і рекомендацій технічної літератури. Для двовісних автобусів вагонного компоновання значна частина повної маси зазвичай припадає на задню ведучу вісь. Для досліджуваного автобуса отримуємо:

$$M_0 = M_a - M_b = 5200 - 3225 = 1975 \text{ кг.};$$

$$\eta_G = \frac{3225}{1975} = 1.63$$

Для автобусів пасажиромісткість переводять у розрахункове навантаження, після чого повну масу визначають за залежністю:

$$M_a = M_0 + M_b + (m_p + m_b) \cdot N_{\text{сум}}, \quad (1.7)$$

Чисельно:

$$M_a = 1975 + 3225 + (75 + 10) \cdot 44 = 8940 \text{ кг}$$

де  $m_p$  – розрахункова маса пасажирів. Приймають у розрахунках  $m_p = 75$  кг.;

$m_b$  – розрахункова маса ручного багажу. Приймають  $m_b = 10$  кг.;

$N_{\text{сум}}$  – сумарна кількість пасажирів включно з водієм.

Розподіл маси між осями встановлюють з урахуванням компоновальної схеми автобуса, розташування агрегатів, даних прототипів та рекомендацій технічної літератури. Навантаження на осі визначають за такими залежностями: [6; 8; 23]

$$M_{01} = M_0 \frac{b_0}{L_a}; \quad M_{02} = M_0 \frac{a_0}{L_a}; \quad (1.8)$$

$$M_{a1} = M_a \frac{b_a}{L_a}; \quad M_{a2} = M_a \frac{a_a}{L_a}; \quad (1.9)$$

де  $a_0, b_0$  - відстані від центра мас до передньої та задньої осей у спорядженому стані;  $a_a, b_a$  - відповідні відстані за повного завантаження. Якщо для прототипу відомі ці параметри, розподіл маси по осях доцільно приймати на основі аналізу його конструктивної схеми.

Під час визначення осьових навантажень враховують, що у більшості автобусів вагонного компоновання значна частина маси припадає на ведучу вісь. Для двовісних транспортних засобів із кабіною над двигуном, здвоєними колесами задньої осі та автобусів вагонного компоновання використовують такі орієнтовні співвідношення:

$$M_2 = (0,65 \dots 0,70) M_a;$$

$$M_2 = 0,7 \cdot 5200 = 3640 \text{ кг};$$

$$G_2 = 3640 \cdot 9,8 = 35672 \text{ Н}.$$

Після визначення навантажень на осі необхідно перевірити їх відповідність допустимим значенням, установленим нормативними документами щодо мас

і габаритів дорожніх транспортних засобів. Якщо розрахункові навантаження перевищують допустимі межі, необхідно уточнити конструктивну схему автобуса, розподіл маси або кількість осей[6; 8; 23].

Таким чином, визначення повної маси автобуса та її розподілу по осях є необхідною основою для подальших розрахунків тягово-швидкісних властивостей, вибору шин, оцінювання гальмівних властивостей і перевірки стійкості транспортного засобу.

### 2.1.3 Вибір шин

Шини для автобуса добирають з урахуванням його призначення, умов роботи, максимальної швидкості руху та навантаження, яке припадає на колеса. Важливо, щоб вибрані шини відповідали не лише габаритам і конструкції автобуса, а й могли безпечно сприймати навантаження під час руху повністю завантаженого транспортного засобу. [6; 7; 24]

Основним показником при виборі шин є найбільше навантаження на одне колесо, яке визначається відповідно до розподілу повної маси автобуса між осями. Це значення не повинно перевищувати допустиме навантаження, зазначене в технічних характеристиках конкретної шини.

Окрім несучої здатності, необхідно враховувати швидкісний індекс шин. Він має відповідати максимальній швидкості автобуса, прийнятій у вихідних даних, щоб забезпечити безпечну експлуатацію транспортного засобу в усіх передбачених режимах руху.

Навантаження на одне колесо відповідної осі визначають за формулою:

$$G_{ki} = G_i / n_{ki} \quad (1.10)$$

де  $G_{ki} = M_{ki} \cdot g$ ,  $G_i = M_i \cdot g$  – відповідно навантаження на  $k$  – те колесо  $i$  – тої осі;

$i$  – номер осі;

$n_{ki}$  – кількість коліс, встановлених на осі (кожне здвоєне колесо враховується як два колеса).

У деяких випадках на початковому етапі розрахунку навантаження на одну шину можна визначати орієнтовно – як середнє значення для всього автобуса.

Такий підхід застосовують для попереднього вибору шин і перевірки їх відповідності масі транспортного засобу.

Середнє навантаження на одну шину визначають за формулою:

$$p = \frac{M_a \cdot g}{m}, \quad (1.10)$$

де:  $M_a$  - повна маса автомобіля, кг;

$m$  - кількість шин на автомобілі.

Оскільки на задній осі автобуса передбачено здвоєні колеса, загальна кількість шин становить  $m=6$ . Тоді середнє навантаження на одну шину дорівнює:

$$p = \frac{5200 \cdot 9,88}{6} = 8493 \text{ Н},$$

За конструкцією автобуса-прототипу для подальших розрахунків приймаємо шини: 215/75 R17,5.

Одним із важливих параметрів шини є її радіус. Він впливає на дорожній просвіт автобуса, швидкісні характеристики, передаточні числа трансмісії та загальні тягово-швидкісні властивості транспортного засобу. [6; 7; 26]

У технічних розрахунках розрізняють кілька видів радіусів шини:

- номінальний радіус ( $r_n$ ) – визначається за маркуванням шини;
- вільний радіус ( $r_0$ ) – радіус шини за номінального внутрішнього тиску повітря та без навантаження на колесо;
- статичний радіус ( $r_c$ ) – відстань від геометричної осі колеса до опорної поверхні дороги під дією вертикального навантаження;
- динамічний радіус ( $r_d$ ) – відстань від осі колеса до опорної поверхні під час його кочення; [6; 7; 24]
- кінематичний радіус ( $r_k$ ) – відстань від геометричної осі колеса до миттєвого центра його обертання. [6; 7; 24]

$$r_c = 0,5 d + \lambda z \cdot H, \text{ м}$$

де  $d$  - внутрішній діаметр шини;

$\lambda z = 0,88 \dots 0,92$  (менші значення беруть для легкових автомобілів, більші – для вантажних і автобусів).

Під час тягового розрахунку кінематичний радіус колеса  $r_k$  можна визначати не лише за геометричними параметрами шини, а й орієнтовно за емпіричною залежністю:

$$r_k = 0,5 d + B (1 - \lambda),$$

де  $d$  - внутрішній діаметр шини;

$\lambda$  – коефіцієнт, що враховує вертикальну деформацію шини.

Для стандартних і широкопрофільних шин значення  $\lambda$  приймають у межах:  $\lambda = 0,1 \dots 0,16$ , для аровних шин і пневмокопків це значення є більшим і становить:  $\lambda = 0,2 \dots 0,3$ . Також часто приймають  $r_k = r_c$ .

Згідно з даними автобуса-прототипу для шин 215/75 R17,5 статичний радіус становить:  $r_c = 0,358$  м.

Для подальших розрахунків приймаємо:  $r_k = r_c = 0,358$  м.

## 2.1.4 Геометричні параметри автомобіля

Основні геометричні параметри автомобіля приймають з урахуванням конструкції транспортних засобів-аналогів, їхнього призначення та умов експлуатації. До таких параметрів належать габаритна довжина  $L_a$ , ширина  $B_a$ , висота  $H_a$ , база  $L$ , а також колія передніх і задніх коліс.

Під час вибору габаритних розмірів необхідно враховувати компоновальну схему автомобіля, розміщення основних агрегатів, вимоги до стійкості, маневреності та зручності експлуатації. Крім того, прийняті розміри транспортного засобу мають відповідати вимогам ДСТУ «Засоби транспортні дорожні. Маси та габарити».

Для автобуса-прототипу приймаємо такі геометричні параметри:

$$L_a = 7430 \text{ мм}, \quad B_1 = 1680 \text{ мм},$$

$$B_a = 2380 \text{ мм}, \quad B_2 = 1650 \text{ мм},$$

$$H_a = 2850 \text{ мм}$$

Колія автомобіля — це відстань між центральними площинами обертання лівого та правого колеса однієї осі транспортного засобу. Вона є важливим геометричним параметром, оскільки впливає на стійкість, керованість і безпеку руху автомобіля.

Положення центра мас автомобіля відносно передньої та задньої осей визначають з урахуванням розподілу повної маси транспортного засобу між осями. Для цього використовують співвідношення між навантаженням на осі та базою автомобіля.

Відстань від передньої осі до центра мас визначають за формулою:

$$a = M_2 L / M_a, \text{ м} \quad (1.11)$$

$$b = L - a, \text{ м}$$

Чисельно:

$$a = 3640 \cdot L / 8940, \text{ м}$$

$$b = L - a, \text{ м}$$

Висоту центра мас  $h_g$  приймають у межах ( 0,9...1.1) м – для автобусів.

### 2.1.5 Визначення аеродинамічних характеристик

Для визначення сили опору повітря, що діє на автомобіль під час руху, використовують залежність: [6; 7; 22]

$$P_w = C_w \cdot F \cdot q, \quad (1.12)$$

де  $q = \rho \cdot (V^2 / 2)$  - швидкісний напор, кг/с<sup>2</sup> , який дорівнює кінетичній енергії кубічного метра повітря, що рухається із швидкістю (м/с), чисельно рівною швидкості автомобіля відносно повітряного середовища;

$\rho$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>; на рівні моря  $\rho = 1,225$  кг/м<sup>3</sup> ;

$F$  - лобова площа автомобіля (площа Міделя). Лобова площа автомобіля, або площа Міделя, визначається як площа проєкції транспортного засобу на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі. Саме ця площа значною мірою впливає на величину опору повітря під час руху. Проекцію сили аеродинамічного опору на напрямок руху автомобіля називають лобовою силою опору повітря. Вона визначається за формулою:

$$P_n = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot (V^2 / 2), \quad (1.13)$$

де  $C_x$  – безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря;

$V$  – відносна швидкість повітря, км/год.;

$F$  – площа лобового контуру;

$0,5 \cdot C_x \cdot \rho = k_b$  – коефіцієнт обтічності.

Коефіцієнт обтічності  $k_v$  характеризує аеродинамічні властивості кузова автомобіля. Він показує величину сили опору повітря, що припадає на  $1 \text{ м}^2$  лобової площі за відносної швидкості повітряного потоку  $1 \text{ м/с}$ . Значення цього коефіцієнта залежить від форми кузова, кута напливу повітряного потоку та загальної аеродинамічної досконалості транспортного засобу.

Між коефіцієнтами  $C_x$  та  $k_v$  існує залежність:

$$k_v = 0,5 \rho C_x. \quad (1.14)$$

За  $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$

$$k_v = 0,6125 C_x.$$

Тобто наближено можна приймати:

$$k_v \approx 0,61 C_x.$$

Якщо автомобіль рухається в нерухомому повітряному середовищі, то відносна швидкість повітряного потоку дорівнює швидкості руху автомобіля:

$$V_n = V.$$

У цьому випадку сила лобового опору повітря може бути визначена за формулою:

$$P_n = k_v \cdot F \cdot V^2 \quad (1.15)$$

Площу лобового опору  $F$  можна визначити за технічною документацією автомобіля. Якщо такі дані відсутні, для автобусів її орієнтовно визначають за формулою:

$$F = B_a \cdot H_a, \quad (1.16)$$

де  $B_a$  – габаритна ширина автобуса, м;

$H_a$  – габаритна висота автобуса, м.

Для досліджуваного автобуса:

$$B_a = 2,380 \text{ м},$$

$$H_a = 2,850 \text{ м}.$$

Тоді:

$$F=2,380 \cdot 2,850=6,783 \text{ м2.}$$

Для подальших розрахунків приймаємо:

$$F=6,78 \text{ м2.}$$

У тягових розрахунках також використовують фактор обтічності автомобіля  $W$ , який враховує одночасно коефіцієнт обтічності та площу лобового опору:

$$W=k_v \cdot F. \quad (1.17)$$

Для автобусів вагонного компонування коефіцієнт  $k_v$  можна приймати орієнтовно в межах:

$$k_v=0,6-0,75.$$

Для чисельних розрахунків приймаємо середнє значення:

$$k_v=0,67$$

Тоді фактор обтічності становитиме:

$$W=0,67 \cdot 6,78=4,54 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2.$$

Отже, для подальших тягово-швидкісних розрахунків приймаємо такі аеродинамічні параметри автобуса:

$$F=6,78 \text{ м2, } k_v=0,67,$$

$$W=4,54 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2.$$

Значення максимального коефіцієнта сумарного опору дороги для автобусів у складних умовах експлуатації може прийматися на рівні:

$$\psi_{\max}=0,4.$$

Однак у попередньому розрахунку для руху ґрунтовою дорогою після дощу на підйомі  $12^\circ$  було отримано:

$$\psi_{\max}=0,263.$$

Це значення не перевищує гранично допустимого орієнтовного рівня для автобусів, тому може бути використане в подальших розрахунках.

### 2.1.6 Визначення параметрів автомобільного двигуна

У процесі вибору швидкохідності двигуна для проєктованого автобуса необхідно враховувати досвід вітчизняного та зарубіжного двигунобудування, а також сучасні тенденції розвитку автомобільних силових установок. У тягових розрахунках частоту обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності  $n_N$  найчастіше приймають за даними автомобіля-прототипу або моделей, близьких за призначенням і конструктивними параметрами.

Для дизельних двигунів автобусів орієнтовне значення частоти обертання колінчастого вала при максимальній потужності зазвичай знаходиться в межах:  $n_N = 2000\text{--}3200 \text{ хв}^{-1}$ .

Для подальших чисельних розрахунків приймаємо:  $n_N = 2400 \text{ хв}^{-1}$ .

Прийняте значення відповідає типовому діапазону роботи дизельних двигунів, що застосовуються на автобусах, і може бути використане для подальшого визначення потужності двигуна, побудови зовнішньої швидкісної характеристики та розрахунку передаточних чисел трансмісії. [6; 7; 25]

Потужність автомобільного двигуна використовується для подолання основних сил опору, які виникають під час руху транспортного засобу. До них належать опір дороги, аеродинамічний опір, втрати в трансмісії, а також витрати потужності, необхідні для забезпечення руху автобуса в заданих експлуатаційних умовах. [13; 14; 25]

Для одиночного автобуса без причепа необхідну потужність двигуна визначають з умови забезпечення руху із заданою максимальною швидкістю. Такий розрахунок дає змогу встановити мінімальну потужність силової установки, яка забезпечить досягнення прийнятої швидкості руху з урахуванням дорожніх умов, маси транспортного засобу, аеродинамічного опору та ККД трансмісії. Розрахунок виконують за формулою:

$$N_v = \frac{\psi \cdot M_a \cdot g \cdot V_{max}}{3600 \cdot \eta_t \cdot \eta_m} + \frac{k_a \cdot F \cdot V_{max}^3}{4,66 \cdot 10^4 \cdot \eta_t \cdot \eta_m}, \quad (1.18)$$

де  $N_v$  – потужність, необхідна для руху автобуса з максимальною швидкістю, кВт;

$\psi$  – коефіцієнт сумарного опору дороги;

$M_a$  – повна маса автобуса, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$V_{max}$  – максимальна швидкість руху автобуса, км/год;

$\eta_t$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$\eta_{en}$  – коефіцієнт корисної дії гідропередачі;

$W = k_g \cdot F$  – фактор обтічності автомобіля, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Для чисельного розрахунку приймаємо:

$M_a = 8940$  кг,  $V_{max} = 105$  км/год,  $\psi = 0,0405$ ,  $W = 4,54$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>,  $\eta_t = 0,9$ ,  $\eta_{en} = 1$ .

Оскільки гідротрансформатор у даному випадку не передбачається, приймаємо:

$$\eta_{en} = 1.$$

Тоді необхідна потужність двигуна становитиме:

$$N_v = \frac{0,04 \cdot 1975 \cdot 9,8 \cdot 105}{3600 \cdot 0,9 \cdot 1} + \frac{3,02 \cdot 105_{max}^3}{4,66 \cdot 10^4 \cdot 0,9 \cdot 1} = 113,26 \text{ кВт},$$

$$N_v = 114,99 + 125,31 = 240,30 \text{ кВт}.$$

Розрахована потужність  $N_v$  відповідає такому режиму роботи двигуна, за якого автобус досягає заданої максимальної швидкості. Цьому режиму відповідає певна кутова швидкість колінчастого вала  $\omega_v$ .

Однак для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна необхідно знати не тільки потужність, потрібну для руху з максимальною

швидкістю, а й максимальну потужність двигуна  $N_{max}$ , а також кутову швидкість  $\omega_N$ , за якої вона досягається. [6; 7; 25]

У загальному випадку значення  $\omega_V$  і  $\omega_N$  можуть відрізнитися. Тому потужність  $N_V$ , необхідна для забезпечення максимальної швидкості автобуса, не завжди дорівнює максимальній потужності двигуна  $N_{max}$ .

У деяких випадках максимальна швидкість транспортного засобу досягається не на найвищій передачі, а на попередній. Тоді саме ця передача вважається розрахунковою. Передача з найменшим передаточним числом у такій схемі використовується переважно для руху з меншою витратою палива та підвищення паливної економичності автобуса.

Для дизельних двигунів автобусів, які мають регулятор частоти обертання, зазвичай приймають:

$$\omega_V = \omega_N \quad (1.19)$$

Тоді потужність, необхідна для руху з максимальною швидкістю, дорівнює максимальній потужності двигуна:

$$N_V = N_{max}.$$

Під час проєктування автомобіля значення  $\omega_N$  вибирають з урахуванням типу двигуна та даних сучасних автомобілів-аналогів. Для дизельних двигунів автобусів можна прийняти:

$$\omega_N = 250 \text{ рад/с.}$$

Максимальну потужність двигуна визначають за формулою:

$$N_{max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (1.20)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт швидкохідності двигуна;

$a$ ,  $b$ ,  $c$  – емпіричні коефіцієнти, що характеризують форму зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Чисельний розрахунок  $N_{max}$  при  $\lambda=1$ ;  $a=b=c=1$ :

Тоді:

$$N_{max} = \frac{113,26}{1 \cdot 1 + 1 \cdot 1^2 - 1 \cdot 1^3} = 113,26 \text{ кВт},$$

$$N_{max}=114 \text{ кВт.}$$

Отже, для забезпечення заданих тягово-швидкісних властивостей автобуса необхідно прийняти двигун максимальною потужністю не менше:

$$N_{max} = 114 \text{ кВт.}$$

### 2.1.7 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна відображає зміну його основних робочих показників залежно від частоти обертання колінчастого вала за умови повного навантаження. До таких показників належать ефективна потужність  $N_e$ , ефективний крутний момент  $M_e$ , питома витрата палива  $g_e$  та погодинна витрата палива  $G_t$ .

Побудова зовнішньої швидкісної характеристики дає змогу оцінити роботу двигуна в різних швидкісних режимах, визначити діапазон максимальної потужності, встановити зону найбільш економічної роботи та використати отримані значення для подальшого тягового розрахунку автобуса.

Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінчастого вала можна визначити за емпіричною формулою С. Р. Лейдермана:

$$N_c = N_{e \max} \left[ a + b \left( \frac{n_e}{n_N} \right) - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_e}{n_N}, \quad (1.21)$$

де  $N_e$  – поточне значення ефективної потужності двигуна, кВт;

$N_{e \max}$  – максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

$n_e$  — поточна частота обертання колінчастого вала,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_N$  – частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$a, b, c$  – емпіричні коефіцієнти.

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна обирають кілька розрахункових значень частоти обертання колінчастого вала в межах його робочого діапазону. Цей діапазон приймають від мінімальної стійкої

частоти обертання до максимальної частоти, допустимої для даного типу двигуна.

Для дизельних двигунів мінімальну стійку частоту обертання колінчастого вала зазвичай приймають:

$$n_{min}=600 \text{ хв}^{-1}.$$

Частоту обертання колінчастого вала при максимальній швидкості визначають за формулою:

$$n_{Vmax} = \lambda \cdot n_N.$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт швидкохідності двигуна.

Ефективний крутний момент двигуна визначають за формулою:

$$M_e = 9550 (N_e / n_e).$$

де  $M_e$  – ефективний крутний момент двигуна, Н·м.

Питому витрату палива визначають за залежністю:

$$g_e = g_N \left[ 0,97 + 0,48 \left( \frac{n_e}{n_N} - 0,65 \right)^2 \right], \quad (1.22)$$

де  $g_e$  – поточна питома витрата палива, г/(кВт·год);

$g_N$  – питома витрата палива при максимальній потужності, г/(кВт·год).

Для дизельних двигунів значення  $g_N$  зазвичай знаходиться в межах:

$$g_N = (215 \dots 285), \text{ г/кВт} \cdot \text{год};$$

Погодинну витрату палива визначають за формулою:

$$G_t = N_e g_e 10^{-3}$$

Результати розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 - Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

| $n_e, \text{ хв}^{-1}$ | $n_e/n_N$ | $(n_e/n_N)^2$ | $N_e, \text{ кВт}$ | $M_e, \text{ Нм}$ | $g_e, \frac{\text{г}}{\text{кВт}} \cdot \text{год}$ | $G_t, \text{ кг/год}$ |
|------------------------|-----------|---------------|--------------------|-------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------|
|------------------------|-----------|---------------|--------------------|-------------------|-----------------------------------------------------|-----------------------|

|              |      |      |       |     |       |      |
|--------------|------|------|-------|-----|-------|------|
| $n_1 = 600$  | 0,24 | 0,06 | 32    | 509 | 267,9 | 8,5  |
| $n_1 = 1100$ | 0,44 | 0,19 | 61    | 529 | 260,1 | 15,8 |
| $n_1 = 1600$ | 0,64 | 0,4  | 88    | 525 | 260,0 | 22,8 |
| $n_1 = 2000$ | 0,8  | 0,64 | 104   | 496 | 263,3 | 27,3 |
| $n_1 = 2400$ | 0,96 | 0,92 | 112,6 | 445 | 270   | 30,2 |
| $n_1 = 2800$ | 1,12 | 1,25 | 109,5 | 373 | 273,3 | 29,7 |

Із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна можна визначити коефіцієнт пристосованості двигуна. Цей показник характеризує здатність двигуна зберігати достатній крутний момент у різних режимах роботи, зокрема під час зміни навантаження або руху автомобіля в ускладнених дорожніх умовах.

Коефіцієнт пристосованості визначають за формулою:

$$K = \frac{M_{max}}{M_{Ne}}, \quad (1.23)$$

Отримане значення свідчить про те, що двигун має достатній запас крутного моменту в середньому діапазоні частот обертання. Це є важливим для автобуса, оскільки під час міської експлуатації транспортний засіб часто працює в режимах розгону, зниження швидкості, руху з пасажирським навантаженням і подолання незначних підйомів. Водночас слід зазначити, що зовнішня швидкісна характеристика, побудована за емпіричними формулами з використанням рекомендованих коефіцієнтів  $a$ ,  $b$  та  $c$ , є наближеною. Вона може відрізнятися від реальної характеристики двигуна, отриманої під час стендових випробувань. Тому для більш точних розрахунків доцільно використовувати технічні дані заводу-виробника, якщо для проєктованого автобуса передбачається встановлення вже існуючого двигуна.

Якщо реальна зовнішня швидкісна характеристика двигуна відсутня, її можна уточнити за основними відомими параметрами: максимальною потужністю

$N_{max}$ , максимальним крутним моментом  $M_{max}$ , а також частотами обертання колінчастого вала  $n_N$  і  $n_M$ , за яких ці значення досягаються. У довідковій літературі зазвичай подають саме частоту обертання колінчастого вала, а не його кутову швидкість. На основі цих даних можна наближено побудувати зовнішню швидкісну характеристику двигуна та використати її для подальших тягово-швидкісних розрахунків автобуса.

### 2.1.8 Обґрунтування вибору трансмісії автомобіля та визначення її основних параметрів

Після вибору та обґрунтування типу трансмісії переходять до визначення її основних параметрів. Для механічної ступінчастої трансмісії насамперед встановлюють кількість передач і розраховують передаточні числа окремих ступенів коробки передач. Вибрані параметри трансмісії повинні забезпечувати необхідні тягово-швидкісні властивості автобуса, можливість досягнення заданої максимальної швидкості, достатню інтенсивність розгону та стабільну роботу транспортного засобу в різних дорожніх умовах. Передаточне число головної передачі визначають з умови руху автобуса із заданою максимальною швидкістю при відповідній частоті обертання колінчастого вала двигуна. Для цього використовують залежність:

$$u_0 = \frac{n_N \cdot \beta_v \cdot r_d}{9,55 \cdot V_{max} \cdot u_p} = \frac{2300 \cdot 1 \cdot 0,372}{9,55 \cdot 31 \cdot 1} = 2,9;$$

де

$n_{Vmax}$  – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній швидкості автомобіля,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$r_d$  - динамічний радіус колеса;

$u_p$ -передатне число розгінної передачі, на якій досягається максимальна швидкість (як правило  $u_p \approx 1$ ).

Остання передача з передаточним числом менше одиниці зазвичай є економічною. Її застосовують для зменшення частоти обертання колінчастого вала під час руху з відносно сталою швидкістю, що дає змогу знизити витрату палива та рівень шуму. Як правило, така передача не використовується для інтенсивного розгону автомобіля до заданої максимальної швидкості.

Передаточне число першої передачі визначають з умови забезпечення руху автомобіля в найскладніших дорожніх умовах, тобто за необхідності подолання максимального сумарного опору дороги. Цей опір характеризується коефіцієнтом  $\psi_{max}$ .

$$u_1 \cdot u_{рк} = \frac{\psi_{max} \cdot M_a \cdot g \cdot r_d}{M_{e\ max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} = \frac{0,34 \cdot 8300 \cdot 9,8 \cdot 0,372}{569,32 \cdot 2,9 \cdot 0,9} = 6,93;$$

де  $u_{рк}$  - передаточне число роздавальної коробки (для повнопривідних автомобілів = 2; для дорожніх = 1);

$\psi_{max}$  - коефіцієнт сумарного опору дороги;

$r_d \approx r_k$  - динамічний радіус колеса;

$M_{e\ max}$  - максимальний крутний момент двигуна, що досягається при частоті обертання  $n_M$ , визначається за формулою:

$$M_{e\ max} = 9550 \cdot \frac{N_{e\ max} \cdot \Pi}{n_N} = 9550 \cdot \frac{126 \cdot 1,088}{2300} = 569,32 \text{ (Нм)};$$

тут  $\Pi$  - коефіцієнт пристосування двигуна, який можна орієнтовно визначати за формулою:

$$\Pi = a + \frac{b^2}{4 \cdot c} = 0,53 + \frac{1,56^2}{1,09} = 1,088 \text{ (Нм)}.$$

Знайдене передаточне число головної передачі необхідно перевірити з погляду можливості реалізації максимальної сили тяги на ведучих колесах. Ця перевірка виконується за умовою зчеплення коліс із дорожнім покриттям. Тобто сила тяги на ведучих колесах не повинна перевищувати граничну силу

зчеплення, яка залежить від навантаження на ведучу вісь і коефіцієнта зчеплення.

За цією умовою максимальне допустиме передаточне число першої передачі визначають за формулою:

$$u_{1\varphi} = \frac{\varphi \cdot G_{зч} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m} = \frac{0,7 \cdot 147840 \cdot 0,372}{569,32 \cdot 2,9 \cdot 0,9} = 10,45;$$

де

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс із дорогою приймають рівним 0,6...0,8;

$G_{зч}$  – вага, яка приходить на ведучі колеса автомобіля, Н.

При визначенні слід враховувати перерозподіл навантаження по осях автомобіля під час розгону.

Для задньо-привідного автомобіля:

$$G_{зч} = m_2 \cdot G_2 = 1,2 \cdot 49700 = 59640 \text{ (Н)},$$

де  $=1,15... 1,20$  - коефіцієнт зростання навантаження на задню (ведучу) вісь автомобіля.

Умова руху автомобіля без буксування:

$$u_1 = 6,93 < u_{1\varphi} = 10,45.$$

Оскільки дана умова виконується, то значення знайдено вірно.

Передаточні числа проміжних передач визначаються з таким розрахунком, щоб вони створювали геометричний ряд. Якщо вища передача пряма 1, то

$$u_k = \sqrt[m-2]{u_1^{m-k-1}}. \quad (1.24)$$

де  $k$ - порядковий номер передачі;  $m$  - кількість передач.

Для другої передачі  $u_2$ :

$$u_2 = \sqrt[6-2]{6,93^{6-2-1}} = 4,27.$$

Наступні розрахунки проводимо аналогічно.

### 2.1.9 Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля відображає залежність динамічного фактора від швидкості руху на кожній передачі коробки передач. Якщо в конструкції автомобіля передбачена роздавальна коробка, то її ступені також враховують під час побудови характеристики. Таким чином, кількість кривих динамічної характеристики відповідає кількості передач трансмісії [22; 27; 28]. [6; 22; 26]

Ряд кривих  $N(V)$  діаграми балансу потужності розраховуються за формулами:

$N_k$  – потужність, що підводиться до коліс,

$$N_k = \eta_m \cdot N_e, \text{ (кВт)}. \quad (1.25)$$

Для першого робочого діапазону  $N_k$ :

$$N_k = 0,9 \cdot 14 = 12,6.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

$N_\psi$  - потужність, що втрачається на подолання сумарного опору дороги

$$N_\psi = \frac{f_v \cdot M_a \cdot g \cdot V + M_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V}{1000} \text{ (кВт)}. \quad (1.26)$$

Для першого робочого діапазону п'ятої передачі  $N_\psi$ :

$$N_\psi = \frac{0,01014 \cdot 8300 \cdot 9,8 \cdot 4,64 + 0}{1000} = 3,823 \text{ (кВт)}.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

де – коефіцієнт опору кочення;

Для першого робочого діапазону п'ятої передачі  $f_v$ :

$$f_v = 0,01 \cdot (1 + 65 \cdot 10^{-5} \cdot 4,64^2) = 0,01014.$$

Наступні розрахунки проводимо аналогічно.

$N_w$  - потужність, що затрачається на подолання опору повітря:

$$N_w = \frac{k \cdot F \cdot V^3}{1000}, (\text{кВт}). \quad (1.27)$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $N_w$ :

$$N_w = \frac{0,481 \cdot 5,04 \cdot 0,67^3}{1000} = 0,0008 (\text{кВт}).$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Швидкість руху автомобіля дорівнює:

$$V = \frac{r_d \cdot n}{9,55 \cdot u_0 \cdot u_k \cdot u_{pk}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $V$ :

$$V = \frac{0,372 \cdot 345}{9,55 \cdot 2,9 \cdot 6,93 \cdot 1} = 0,67 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Динамічний фактор визначається за формулою:

$$D = \frac{P_a}{M_a \cdot g}; \quad (1.28)$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $D$ :

$$D = \frac{18841,8}{8300 \cdot 9,8} = 0,232.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

$P_a$  - вільна сила тяги:

$$P_a = P_k - P_w, (\text{Н}).$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $P_a$ :

$$P_a = 18842,89 - 1,09 = 18841,8 (\text{Н}).$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

$P_k$  - сила тяги на колесах:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_0 \cdot u_k \cdot u_{pk} \cdot \eta_m}{r_d}, (\text{Н}). \quad (1.29)$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $P_k$ :

$$P_k = \frac{387,54 \cdot 2,9 \cdot 6,93 \cdot 1 \cdot 0,9}{0,372} = 18842,89 \text{ (Н)}.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

$P_w$  - сила опору повітря,

$$P_w = k \cdot F \cdot V^2, \text{ (Н)}.$$

Для першого робочого діапазону першої передачі  $P_w$ :

$$P_w = 0,481 \cdot 5,04 \cdot 0,67^2 = 1,09 \text{ (Н)}.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Прискорення автомобіля визначається за формулою:

$$j_a = \frac{(D - \psi) \cdot g}{\delta}, \left( \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right).$$

де - для горизонтальної ділянки дороги сумарний опір дороги;

Для першого робочого діапазону першої передачі  $j_a$ :

$$j_a = \frac{(0,232 - 0,016) \cdot 9,8}{2,96} = 0,714 \left( \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \right).$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

$\delta$  - коефіцієнт врахування обертових мас:

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot u_k^2$$

Для першої передачі  $\delta$ :

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot 6,93^2 = 2,96.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Результати розрахунків, заносимо в таблицю. За цими значеннями будуємо діаграми  $N(V)$  (баланс потужності),  $P(V)$  (силовий баланс),  $D(V)$  (динамічна характеристика),  $(V)$  (графік прискорень автомобіля), які характеризують тягово-швидкісні властивості автомобіля.

Криві часу і шляху розгону будуються графоаналітичним методом на основі діаграми прискорень  $(V)$  автомобіля. Для цього на графіку прискорень необхідно розділити криві прискорень на 5-7 інтервалів. Можна для зручності взяти точки, які вже розраховані для відповідних передач і обертів колінвалу (рядки 4,9 таблиці 2 додадку).

Границі інтервалів швидкостей позначаються послідовно  $V_1, V_2, V_3 \dots V_n$ , а відповідні їм значення прискорень  $j_1, j_2, j_3 \dots j_n$ . Швидкості, при яких здійснюється перехід від нижчої передачі до вищої, приймаються із умови максимального прискорення. Побудову графіків  $t_p(V)$  і  $S_p(V)$  виконувати до швидкості  $0,90 \cdot V_{a \max}$ .

Час розгону автомобіля визначається для кожного інтервалу швидкостей за формулами:

$$t_1 = \frac{2(V_1 - 0)}{(j_1 + 0)} = \frac{2(0,67 - 0)}{(0,714 + 0)} = 1,88 \text{ (с)};$$

$$t_2 = \frac{2(V_2 - V_1)}{(j_1 + j_2)} = \frac{2(1,1 - 0,67)}{(0,714 + 0,827)} = 0,57 \text{ (с)};$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Шлях розгону автомобіля визначається для кожного інтервалу швидкостей за формулами:

$$S_1 = \frac{(V_1 + 0)}{2} t_1 = \frac{(0,67 + 0)}{2} 1,88 = 0,63 \text{ (м)};$$

$$S_2 = \frac{(V_1 + V_2)}{2} t_2 = \frac{(0,67 + 1,1)}{2} 0,57 = 0,5 \text{ (м)}.$$

Наступні точки розраховуємо аналогічно.

Сумарні час і шлях розгону будуть визначатися за формулами:

$$t_p = \sum t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n, \text{ с}$$

$$S_p = \sum S_i = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n, \text{ м}$$

Таблиця 3 – Результати розрахунків

| Величина                                       | Інтервал швидкості |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------------------------------|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                                | 1                  | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
| Швидкість в кінці інтервалу $V_i, \text{м/с}$  | 0,67               | 1,1   | 1,52  | 1,94  | 2,36  | 2,79  | 3,21  | 3,63  | 4,05  | 4,513 |
| Прискор. в кінці інтервалу $j_i, \text{м/с}^2$ | 0,714              | 0,827 | 0,915 | 0,986 | 1,035 | 1,065 | 1,073 | 1,062 | 1,031 | 1,061 |
| Час розгону в інтервалі $t_i, \text{с}$        | 1,88               | 0,56  | 0,49  | 0,45  | 0,42  | 0,41  | 0,4   | 0,4   | 0,41  | 0,45  |
| Сумарний час розгону $\Sigma t_i, \text{с}$    | 1,88               | 2,44  | 2,93  | 3,38  | 3,8   | 4,21  | 4,61  | 5,01  | 5,42  | 5,87  |
| Шлях розгону в інтервалі $S_i, \text{м}$       | 0,63               | 0,5   | 0,65  | 0,78  | 0,91  | 1,06  | 1,2   | 1,37  | 1,58  | 1,93  |
| Сумарний шлях розгону $\Sigma S_i, \text{м}$   | 0,63               | 1,13  | 1,78  | 2,56  | 3,47  | 4,53  | 5,73  | 7,1   | 8,68  | 10,61 |
|                                                | 11                 | 12    | 13    | 14    | 15    | 16    | 17    | 18    | 19    | 20    |
| Швидкість в кінці інтервалу $V_i, \text{м/с}$  | 5,199              | 5,885 | 6,57  | 7,23  | 7,32  | 8,44  | 9,56  | 10,67 | 11,74 | 11,89 |
| Прискор. в кінці інтерв. $j_i, \text{м/с}^2$   | 1,07               | 1,057 | 1,024 | 0,97  | 0,82  | 0,83  | 0,81  | 0,78  | 0,73  | 0,51  |
| Час розгону в інтервалі $t_i, \text{с}$        | 0,65               | 0,65  | 0,66  | 0,67  | 0,11  | 1,35  | 1,36  | 1,4   | 1,42  | 0,25  |

|                                                   |        |        |        |        |        |        |        |        |       |       |
|---------------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|
| Сумарний час розгону<br>$\Sigma t_{i,c}$          | 6,52   | 7,17   | 7,83   | 8,5    | 8,61   | 9,96   | 11,32  | 12,72  | 14,14 | 14,39 |
| Шлях розгону в інтервалі $S_{i,m}$                | 3,16   | 3,61   | 4,12   | 4,63   | 0,81   | 10,65  | 12,24  | 14,16  | 15,92 | 2,96  |
| Сумарний шлях розгону<br>$\Sigma S_{i,m}$         | 13,77  | 17,38  | 21,5   | 26,13  | 26,94  | 37,59  | 49,83  | 63,99  | 79,91 | 82,87 |
| Швидкість в кінці інтервалу<br>$V_i, \text{м/с}$  | 13,706 | 15,514 | 17,321 | 19,071 | 19,275 | 22,204 | 25,132 | 28,06  |       |       |
| Прискор. в кінці інтервалу<br>$j_i, \text{м/с}^2$ | 0,498  | 0,477  | 0,444  | 0,397  | 0,197  | 0,168  | 0,127  | 0,072  |       |       |
| Час розгону в інтервалі $t_{i,c}$                 | 3,61   | 3,71   | 3,93   | 4,17   | 0,69   | 16,05  | 19,86  | 29,43  |       |       |
| Сумарний час розгону<br>$\Sigma t_{i,c}$          | 18     | 21,71  | 25,64  | 29,81  | 30,5   | 46,55  | 66,41  | 95     |       |       |
| Шлях розгону в інтервалі $S_{i,m}$                | 46,22  | 54,21  | 64,53  | 75,88  | 13,23  | 332,87 | 470,05 | 782,73 |       |       |
| Сумарний шлях розгону<br>$\Sigma S_{i,m}$         | 129,09 | 183,3  | 247,83 | 323,71 | 336,94 | 669,81 | 1139,8 | 1922   |       |       |

Із розрахунків видно, що максимальна швидкість руху проектного автобуса А-092 Богдан становить 31 м/с; автобус може долати максимальний підйом не менше 25 % ( $\psi=0,26$ ); час розгону до максимальної швидкості становить 95 с; шлях розгону до максимальної швидкості – 1922 м.



### 2.1.10 Побудова допоміжних залежностей

Для аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля побудовані діаграми доповнилися рядом допоміжних залежностей.

1. На динамічну характеристику  $D(V)$  автомобіля нанесено горизонтальні прямі (значення коефіцієнта  $\psi$ ).

$\psi_{max}$  - заданий в завданні;

$\psi_1$  - сумарний коефіцієнт опору дороги при русі автомобіля на підйом 3% зі швидкістю 8,5 м/с:

$$\psi_1 = 0,01 \cdot (1 + 65 \cdot 10^{-5} \cdot V^2) + 0,03 = 0,04.$$

2. На динамічну характеристику  $D(V)$  нанесено також криві зчпного фактору  $i$ . Вказані криві розраховувалися при  $i = 0,15$  (лід) і  $i = 0,5$  (мокрый асфальт). [6; 22; 26]

Зчпний фактор визначається за формулою:

$$D_\varphi = \frac{\varphi \cdot G_{зч} - P_w}{M \cdot g}.$$

де  $G_{зч}$  - зчпна вага (вертикальна реакція на ведучих колесах автомобіля, що рухається); Н.

Зчпна вага для автомобіля із заднім приводом визначається за формулою:

$$G_{зч} = G_2 \cdot m_2$$

де  $G_2$  - навантаження на задні, ведучі колеса, Н;

$m_2$  - коефіцієнт динамічної зміни навантаження на задню вісь.

$$m_2 = \frac{L}{L - \varphi \cdot h}.$$

Розрахункові значення зчпного фактора для 10...12 значень швидкостей в діапазоні від 0 до  $V_{a \max}$ , за якими побудовані криві зведемо в таблицю 1.3. Значення швидкості  $V$  і відповідні їм значення сили опору повітря  $P_w$  беруться з таблиці.

Таблиця 4 – Визначення зчпного фактора  $D_\varphi$ 

|                                                   |                      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------------------------------------|----------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $V, \text{м/с}$                                   |                      | 0    | 4,63 | 7,56 | 10,4 | 13,4 | 16,3 | 19,2 | 22,2 | 25,1 | 28,0 | 31   |
| $P_w, \text{Н}$                                   |                      | 0    | 52,0 | 138, | 266, | 436, | 647, | 900, | 1195 | 1531 | 1908 | 2329 |
| $\varphi_1 = 0,15$<br>(лід)                       | $\varphi_{G_{3ч}} -$ | 7840 | 7788 | 7701 | 7573 | 740  | 7192 | 693  | 6645 | 6309 | 5931 | 5510 |
|                                                   | $D_\varphi$          | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,08 | 0,08 | 0,08 | 0,07 | 0,07 | 0,06 |
| $\varphi_1 = 0,5$<br>(мокр<br>ий<br>асфал<br>ьт). | $\varphi_{G_{3ч}} -$ | 2971 | 2966 | 2958 | 2945 | 292  | 2907 | 288  | 2852 | 2818 | 2780 | 2738 |
|                                                   | $D_\varphi$          | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,36 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,34 | 0,34 | 0,33 |

### 2.1.11 Аналіз діаграм

Використовуючи діаграму балансу потужності  $N(V)$ , було проаналізовано затрати потужності двигуна при русі зі швидкістю  $V=22,2 \text{ м/с}$  (80 км/год.) на вищій передачі ( $\psi = \psi_0$ ) та визначено ступінь її використання.

Ступеню застосування потужності двигуна називається відношення потужності, необхідної для руху автомобіля до потужності, яку може розвивати двигун і визначається за формулою:

$$K_N = \frac{a + c + d}{a + b + c + d} \cdot 100\% = \frac{9,86 + 23,85 + 26,54}{9,86 + 38,35 + 23,85 + 26,54} \cdot 100\% = 61\%.$$

Відрізок  $a$  - це втрати потужності для подолання опору в трансмісії  $N_e - N_k$ ; відрізок  $b$  - потужності для подолання сил інерції (запас на розгін);  $c$  - втрати потужності для подолання опору повітря  $N_w$ , відрізок  $d$  - втрати потужності для подолання сумарного опору дороги  $N_\psi$ .

На підставі динамічної характеристики встановлено: [6; 22; 26]

а) максимальну швидкість руху автомобіля (проекція точки перетину кривої динамічного фактора  $D(V)$  на розгінній передачі з кривою  $(V)$  на вісь абсцис) становить 31 м/с. Таке ж значення швидкості можна отримати і по діаграмі балансу потужності (проекція точки перетину кривої  $N_{\psi}(V)+N_w(V)$  з кривою  $NK(V)$  на розгінній передачі на вісь абсцис);

б) при прийнятому коефіцієнті зчеплення  $\phi_1=0,15$  проєктований автомобіль може рухатися при часткових навантаженнях на 1-й, 2-й та 3-й (від 3-х до 11,747 м/с) передачах, і на повних навантаженнях — на 3-й (від 1,7 до 3 м/с), 4-й, 5-й та 6-й передачі.

при прийнятому коефіцієнті зчеплення  $\phi_2=0,5$  проєктований автомобіль може рухатися при повних навантаженнях на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й, 5-й і 6-й передачах.

в) критична швидкість на першій  $V_{kp1}=3,21$  м/с (екстремум кривої  $D1(V)$  і вищій  $V'_{kp}=13,42$  м/с передачах (екстремум кривої  $D_6(V)$ );

г) максимальний динамічний фактор на першій  $D_{max1}=0,34$  і вищій  $D_{max6}=0,04$  передачах. Це говорить нам про те що на першій передачі тягові показники найвищі.

д) найбільші кути підйому, що долаються без використання інерції автомобіля на першій і вищій передачах при  $f=0,02$ ; визначено з формул:

-для першої передачі:

$$\sin \alpha_{max1} = D_{max1} - f = 0,34 - 0,02 = 0,32 ,$$

$$\alpha_{max1} = \arcsin (D_{max1} - f) = 18,7^\circ ;$$

-для вищої передачі:

$$\sin \alpha_{max6} = D_{max6} - f = 0,04 - 0,02 = 0,02 ,$$

$$\alpha_{max6} = \arcsin (D_{max6} - f) = 1,15^\circ ;$$

Використовуючи діаграму прискорення було визначено:

а) максимальне прискорення на першій (другій) передачі

$$j_{max1(2)}=1,073(1,07);$$

б) що розгінною передачею для даного автомобіля буде перша тому, що на ній досягається максимальне прискорення, але так як показники прискорень

першої і другої передачі майже рівні, то розгінною можна вважати і другу передачу.

За допомогою графіків  $tr(V)$  і  $SP(V)$  визначено, що час розгону автомобіля до швидкості 80 км/год. (22,2 м/с) становить 43 с і шлях розгону до швидкості 80 км/год. (22,2 м/с) становить 660 м.

## 2.2 Визначення показників експлуатаційних властивостей автомобіля

### 2.2.1 Гальмівні властивості

Показники гальмівних властивостей автомобіля визначають для оцінювання його здатності забезпечувати ефективне та безпечне сповільнення в різних дорожніх умовах. Гальмівна система повинна забезпечувати зниження швидкості або повну зупинку транспортного засобу в межах установлених нормативних вимог.

Відповідно до Правила №13 ЄЕК ООН, основними оціночними показниками динамічності автомобіля під час гальмування є:

- середнє сповільнення  $j_{cn}$ ,
- шлях гальмування  $S_g$ ,
- час гальмування  $t_g$ .

Ці показники визначають за такими залежностями:

$$j_{cn} = (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha) \cdot g, \left( \frac{m}{c^2} \right).$$

$$S_g = \frac{V_a^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha + f \pm \sin \alpha)}, (m).$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення коліс з полотном дороги;

$\alpha$  - кут нахилу полотна дороги, град;

$f$  - коефіцієнт опору кочення.

Значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi=0,15$  відповідає руху по льоду,  $\varphi=0,5$  – по мокрому асфальту, а  $\varphi=0,8$  – по сухому асфальту. Це дозволяє оцінити гальмівні властивості автобуса в різних експлуатаційних умовах.

Результати розрахунків середнього сповільнення, часу гальмування та гальмівного шляху заносять у таблицю 5.

Таблиця 5 – Значення сповільнення та гальмівного шляху

|                                | $j_{\text{сп}}, \text{ м/с}^2$ |                     | $S_{\text{г}}, \text{ м}$ |                     |
|--------------------------------|--------------------------------|---------------------|---------------------------|---------------------|
|                                | $\alpha = 0^\circ$             | $\alpha = 15^\circ$ | $\alpha = 0^\circ$        | $\alpha = 15^\circ$ |
| $\varphi_1 = 0,15$ (лід)       | 1,62                           | —                   | 85,97                     | —                   |
| $\varphi_1 = 0,5$ (мокр. асф.) | 4,94                           | 2,4                 | 28,17                     | 58,07               |
| $\varphi_1 = 0,8$ (сухий асф.) | 7,8                            | 5,25                | 17,87                     | 26,54               |

За отриманими розрахунковими показниками можна оцінити характер гальмування автобуса за різних дорожніх умов. зокрема, аналіз виконано для випадків руху по льоду, мокрому та сухому асфальті, а також за різних ухилів дороги. Результати показують, що більшість отриманих значень відповідає нормативним вимогам. Винятком є показники сповільнення та гальмівного шляху у процесі руху по льоду на спуску. У таких умовах коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою є дуже низьким, тому ефективність гальмування суттєво зменшується. У граничному випадку автобус може не лише не зупинитися, а й продовжувати набирати швидкість під дією власної ваги на ухилі. Для забезпечення можливості безпечної зупинки автобуса в таких умовах необхідно передбачити додаткові заходи:

- підвищити коефіцієнт зчеплення коліс із дорожнім покриттям шляхом посипання дороги протиожедними матеріалами;
- використовувати шини з кращими зчіпними властивостями, зокрема зимові або спеціалізовані шини;
- за потреби обмежити рух автобуса на ділянках із небезпечним ухилом під час ожеледиці;
- у крайніх випадках розглянути можливість зменшення ухилу дороги шляхом її реконструкції.

Таким чином, гальмівні властивості автобуса в цілому можна вважати задовільними, однак рух по льоду на спуску є критичним режимом. У таких умовах безпека руху істотно залежить не лише від технічного стану гальмівної системи, а й від якості дорожнього покриття, типу шин та організації дорожнього руху.

### 2.2.2 Стійкість автомобіля

Основними оціночними показниками є критична швидкість за умовою бокового перекидання та критична швидкість за умовою бокового ковзання, або заносу. Перша характеризує граничну швидкість, після перевищення якої можливе перекидання автомобіля, а друга – швидкість, за якої колеса можуть втратити зчеплення з дорожнім покриттям і автомобіль почне ковзати вбік. Зазначені показники визначають за такими формулами:

$$V_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h_g}}, (\text{м/с})$$

$$V_{\text{б.к.}} = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi}, (\text{м/с})$$

де - радіус повороту автомобіля, м;

B - колія автомобіля, м;

$h_g$  - висота центра маси автомобіля, м;

$\varphi$  - коефіцієнт зчеплення.

Для визначення поперечної стійкості автобуса задаємо значення радіуса повороту в межах від 20 до 100 м з кроком 10м. Для кожного значення радіуса розраховуємо критичні швидкості руху автобуса за умовами бокового перекидання та бокового ковзання.

одержані результати заносимо до таблиці 6. Додаток. На основі цих даних будуємо графіки поперечної стійкості автобуса, які дозволяють наочно оцінити зміну критичної швидкості залежно від радіуса повороту.

Користуючись даними одержаного графіка, визначено, що критичні швидкості руху автомобіля при  $R=50$  м. становлять та  $V_{б.ковз} = 19,7$  м/с при  $\mu = 0,8$  (с. асф.).

Для підвищення безпеки руху автомобіля виконується умова

$$V_{пер} > V_{б.к.}$$

### 2.2.3 Керованість автомобіля

Для забезпечення належної керованості автобуса необхідно, щоб його конструкція відповідала низці технічних вимог. Насамперед керовані колеса у процесі повороту мають котитися без бокового ковзання. Рульовий привід повинен забезпечувати правильне співвідношення між кутами повороту лівого і правого керованих коліс, що досягається завдяки рульовій трапеції.

Також важливе значення мають геометричні параметри елементів підвіски, її пружні характеристики та властивості шин. Вони мають бути підібрані так, щоб кути відведення передньої та задньої осей перебували у допустимому співвідношенні. Крім того, конструкція повинна забезпечувати стабілізацію керованих коліс, запобігати їх небажаним коливанням і створювати зворотний зв'язок у рульовому механізмі. Це дозволяє водію відчувати напрямок і величину сил, які діють на керовані колеса. Для перевірки відповідності автобуса цим вимогам визначають критичну швидкість за умовою керованості  $V_{кер}$ . Вона характеризує максимальну швидкість, з якою автобус може виконувати поворот без поперечного ковзання керованих коліс. Значення  $V_{кер}$  визначають за залежністю:

$$V_{кер} = \sqrt{\left( \frac{\sqrt{\varphi_d^2 - f^2}}{tg\theta} - f \right) \cdot L \cdot \cos\theta \cdot g, \left( \frac{M}{c} \right)}.$$

де  $\mu$  - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою ( $\mu = 0,15; 0,5; 0,8$  для льоду, мокрого та сухого асфальту);

$f = 0,02$  - коефіцієнт опору кочення;

$L$  - база автобуса, м;

$\theta$  - максимальний середній кут повороту керованих коліс автобуса ( $\theta = 35^\circ$ ).

При русі по льоді:

$$V_{\text{кер}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{0,15^2 - 0,017^2}}{\operatorname{tg} 35^\circ} - 0,017\right) \cdot 3,815 \cdot \cos 35^\circ \cdot 9,81} = 2,43 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

При русі по мокрому асфальті:

$$V_{\text{кер}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{0,5^2 - 0,017^2}}{\operatorname{tg} 35^\circ} - 0,017\right) \cdot 3,815 \cdot \cos 35^\circ \cdot 9,81} = 4,61 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

При русі по сухому асфальті:

$$V_{\text{кер}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{0,8^2 - 0,017^2}}{\operatorname{tg} 35^\circ} - 0,017\right) \cdot 3,815 \cdot \cos 35^\circ \cdot 9,81} = 5,87 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

Якщо швидкість руху автомобіля перевищує критичне значення за умовою керованості  $V_{\text{кер}}$ , керовані колеса можуть почати проковзувати в поперечному напрямку. за таких умов виникає небезпека втрати керованості, оскільки колеса вже не забезпечують необхідного зчеплення з дорожнім покриттям у процесі повороту. У процесі руху автобуса з еластичними колесами радіус повороту  $R$  визначають з урахуванням деформації шин і бокового відведення коліс. Для цього застосовують таку розрахункову залежність:

$$R_e = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} = \frac{3,815}{\operatorname{tg}(35 - 2,53) + \operatorname{tg} 3,97} = 5,41 \text{ (м)}.$$

де  $\delta_1$  - кути відведення коліс, відповідно, передніх і задніх осей, рад:

$$\delta_1 = \frac{P_{\delta 1}}{n_{nk} \cdot K_{y\delta 1}} = \frac{7593,6}{2 \cdot 1500} = 2,53 \text{ (рад)},$$

$$\delta_2 = \frac{P_{\delta 2}}{n_{3k} \cdot K_{y\delta 2}} = \frac{11928}{2 \cdot 1500} = 3,97 \text{ (рад)}.$$

де  $\delta$  - коефіцієнти опору відведення одного колеса передньої і задньої осей, Н/град;

$P_{\delta}$  - бокові сили, які діють на колеса передньої і задньої осей автобуса при русі по колу;

$n_{nk}, n_{3k}$  - число передніх та задніх коліс.

Величини  $K_{y\delta}$ , для коліс сучасних автобусів лежать у межах

$$K_{y\delta} = 800 \dots 1500.$$

Граничні значення бокових сил, що діють на колеса передньої та задньої осей, визначають для оцінювання керованості автобуса під час руху на повороті. Ці сили характеризують умови, за яких колеса ще зберігають зчеплення з дорожнім покриттям і котяться без бокового ковзання.

Тому під час розрахунку необхідно визначити максимальні бокові сили, які можуть бути реалізовані на передній і задній осях без порушення стійкого руху.

Граничні бокові сили для передньої та задньої осей визначають за такими залежностями:

$$P_{\delta 1} = 0,4 \cdot P_{\varphi 1} = 0,4 \cdot 18984 = 7593,6 \text{ (Н)},$$

$$P_{\delta 2} = 0,4 \cdot P_{\varphi 2} = 0,4 \cdot 29820 = 11928 \text{ (Н)}.$$

де  $P_{\varphi}$  - сили зчеплення передніх і задніх коліс з дорогою, Н:

$$P_{\varphi 1} = \varphi \cdot G_1 = 0,6 \cdot 31640 = 18984 \text{ (Н)},$$

$$P_{\varphi 2} = \varphi \cdot G_2 = 0,6 \cdot 49700 = 29820 \text{ (Н)}.$$

де  $G$  - сили ваги, які приходить на передню і задню осі автобуса, Н;

$\varphi$  - коефіцієнт зчеплення в розрахунках прийняти рівним 0,6. Після визначення кутів відведення коліс розраховувати радіус і порівняти його з радіусом повороту автобуса з жорсткими колесами:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} = \frac{3,815}{\operatorname{tg} 35^{\circ}} = 3,41 \text{ (м)}.$$

Оскільки , то автомобіль А-092 Богдан має недостатню поворотливість.

#### 2.2.4 Підвіска

Вибір і обґрунтування конструкції підвіски автобуса виконують з урахуванням умов його експлуатації. При цьому беруть до уваги тип дорожнього покриття, характер руху, навантаження на осі, вимоги до плавності ходу, стійкості, керованості та безпеки транспортного засобу. У процесі розробки підвіски необхідно визначити конструкцію її основних функціональних елементів, а саме:

- напрямного пристрою;
- пружного елемента;
- гасильного пристрою;
- стабілізатора поперечної стійкості;
- системи автоматичного регулювання, якщо вона передбачена конструкцією.

Кінематичну схему підвіски розробляють відповідно до прийнятої несучої системи автобуса. Це може бути рамна конструкція або несучий кузов. Від вибраної схеми залежать спосіб кріплення елементів підвіски, передача сил від коліс до кузова або рами, а також загальна робота ходової частини. Особливу увагу під час проєктування приділяють напрямному пристрою підвіски. Він забезпечує правильне переміщення коліс відносно кузова або рами та передає поздовжні й поперечні сили, які виникають під час руху, гальмування та повороту. Якщо функції напрямного пристрою виконує поздовжня напівеліптична ресора, у розрахунковій схемі необхідно показати її кінематичну роботу й пояснити, яким чином через неї передаються тягові та гальмівні сили.

Під час вибору пружного елемента необхідно враховувати зміну навантаження на автобус у різних режимах експлуатації. Для пасажирського

транспорту важливо забезпечити комфортний рух як при неповному, так і при повному завантаженні салону. Тому найбільш доцільною є підвіска зі змінною жорсткістю, яка краще пристосовується до зміни навантаження.

Підвіска зі змінною жорсткістю дозволяє забезпечити достатню плавність ходу при малому навантаженні та зберегти стійкість автобуса при повному завантаженні. Це особливо важливо для міських автобусів, які працюють у режимі частих зупинок, розгонів, гальмувань і нерівномірного пасажирського навантаження.

Отже, конструкція підвіски автобуса повинна забезпечувати не лише комфорт пасажирів, а й надійне сприйняття навантажень, ефективне гасіння коливань, стабільність руху, керованість і безпечну поведінку транспортного засобу в різних дорожніх умовах.

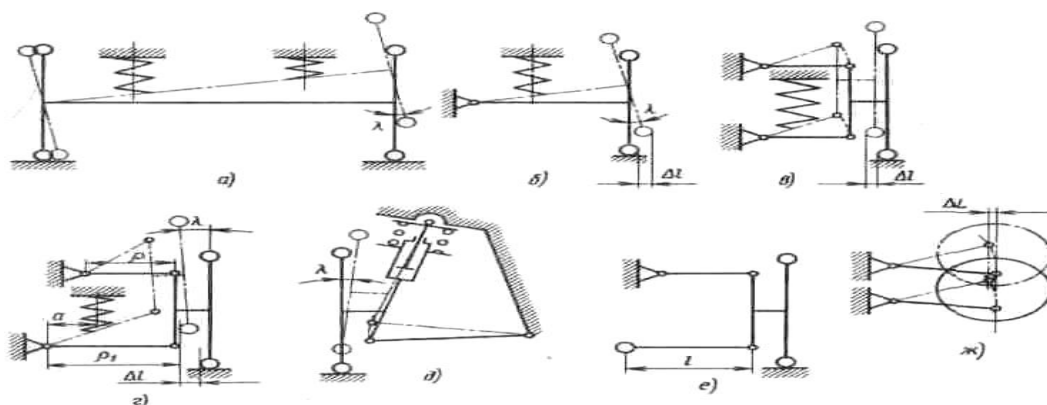


Рисунок 2 – Кінематичні схеми основних типів підвісок: а-залежна; б-незалежна одноважільна; в,г-незалежна з важілями, відповідно, рівної та нерівної довжини; д-незалежна важільно-телескопічна (типу Мак-Ферсон); е-незалежна двоважільна з торсіоном; ж-незалежна з подовжньою площиною коливань.

Якщо в конструкції підвіски передбачається використання сталевих пружних елементів, наприклад напівеліптичної ресори, циліндричної пружини або торсіона, необхідно враховувати, що такий елемент має сталу жорсткість. У зв'язку з цим доцільно передбачити в конструкції підвіски додаткові елементи, які забезпечуватимуть зміну жорсткості залежно від

навантаження. До таких рішень належать подвійні або потрійні пружні елементи, а також додаткові гумові пружні елементи.

Після вибору прямого пристрою та типу пружного елемента необхідно побудувати характеристику пружних властивостей підвіски. Вона показує залежність деформації підвіски від прикладеного навантаження та дає змогу оцінити її роботу в різних режимах експлуатації. Така характеристика є важливою для перевірки плавності ходу, стійкості та здатності підвіски сприймати статичні й динамічні навантаження.

Одним із основних параметрів під час розробки підвіски є динамічне навантаження  $Z_{дин}$ . Його значення залежить від типу транспортного засобу та умов його експлуатації. Для автомобілів, які переважно працюють на дорогах із твердим покриттям, динамічне навантаження приймають у межах:

$$Z_{дин}=(2...3)Z_{ст}$$

Для автомобілів, що експлуатуються переважно на ґрунтових дорогах або в умовах бездоріжжя, динамічне навантаження приймають більшим:

$$Z_{дин}=(3...4)Z_{ст}$$

де:

$Z_{дин}$  – динамічне навантаження на підвіску;

$Z_{ст}$  – статичне навантаження.

Якщо частота вільних коливань підресорених мас  $\nu_n$ , визначена під час попередніх розрахунків, перебуває в межах, що відповідають задовільній плавності ходу автомобіля, то прийняте значення статичного прогину можна використовувати як основу для визначення динамічного прогину підвіски.

Для автобусів співвідношення між статичним і динамічним прогинами зазвичай приймають у межах:

$$f_{дин}=(0,7...0,9)f_{ст} - \text{для автобусів.}$$

Під час побудови характеристики пружних властивостей підвіски з додатковим гумовим пружним елементом необхідно враховувати обмеження його деформації. Як правило, деформація такого елемента не повинна перевищувати половини його висоти. Це пов'язано з необхідністю

забезпечення його довговічності, стабільної роботи та недопущення надмірного стискання.

Якщо в підвісці використовується подвійний пружний елемент, під час визначення координат точок характеристики потрібно враховувати момент вступу в роботу додаткового елемента. Зазвичай додатковий пружний елемент починає працювати при навантаженні:

$$Z=(0,6\dots0,7)Z_{\text{ст.}}$$

Конструкція та пружні властивості підвісок передніх і задніх коліс сучасних автомобілів зазвичай відрізняються. Це пояснюється різним навантаженням на осі, особливостями конструювання транспортного засобу та функціональним призначенням кожної осі. Тому під час розрахунку необхідно окремо будувати характеристики пружних властивостей підвіски передніх і задніх коліс.

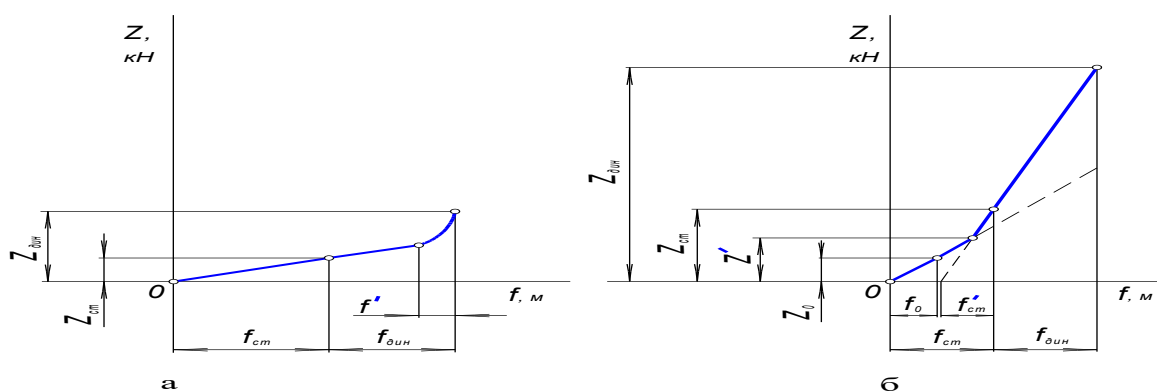


Рисунок 3 – Характеристики пружних властивостей підвісок: а – з основним металевим та додатковим гумовим пружними елементами; б – з металевими основним та додатковим пружними елементами; та – відповідно статичне та динамічне завантаження підвіски при повністю завантаженому автомобілі; – статичне завантаження підвіски при незавантаженому автомобілі; – навантаження, при якому вступає в дію додатковий пружний елемент; – статичний прогин підвіски при незавантаженому автомобілі; , – відповідно статичний та динамічний прогини підвіски; – прогин при одночасній дії металевих та гумових пружних елементів; – умовний статичний прогин підвіски.

## 2.2.5 Розрахунок листової напівеліптичної ресори

Розрахункова схема листової напівеліптичної ресори приведена на рис.4. Головним конструктивним параметром цього пружного елемента є його довжина  $L_p$ .

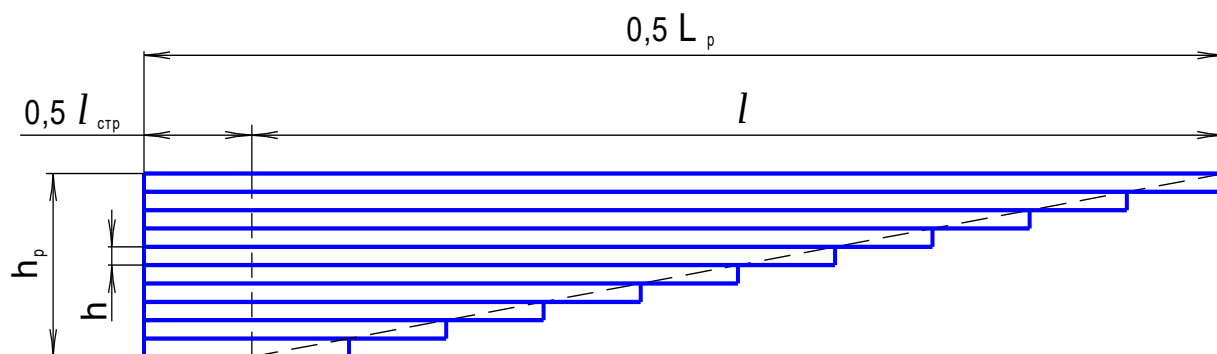


Рисунок 4 – Розрахункова схема листової напівеліптичної ресори

Величину  $L_p$  для автомобіля, що розглядається, визначають орієнтовно, в залежності від його бази  $L$  у таких межах:

$L_p = (0,35 \dots 0,45)L$  - для задніх підвісок вантажних автомобілів.

Коефіцієнти асиметрії ресор визначають як:

$$k_1 = \frac{l_2}{L_p}, \quad k_2 = \frac{l_1}{L_p},$$

де  $l_1, l_2$  - розміри відповідно короткого і довгого кінців ресори.

Для симетричної ресори  $l_1 = l_2$  та  $k_1 = k_2 = 0,5$ .

Статичний прогин несиметричної ресори визначають як:

$$f_{cm} = \delta \frac{z_{cm} l_1 l_2}{3EI_z L_p}, \text{ мм};$$

Статичний прогин симетричної ресори:

$$f_{cm} = \delta \frac{z_{cm} L_p^3}{48EI_z} \text{ у, мм},$$

Де  $\delta$  - коефіцієнт форми кінців листів ресори приймають у межах:

$\delta = (1,25 \dots 1,35)$  - у ресор вантажних та  $\delta = (1,35 \dots 1,40)$  - у ресор легкових автомобілів;

$E$  - модуль поздовжньої пружності (для сталі  $E=210$  ГПа);

$i_{\Sigma}$  - сумарний момент інерції поперечного перерізу обчислюють як:

$$i_{\Sigma} = \frac{b(hn_{\text{л}})^3}{12},$$

де  $b$  та  $h$  - відповідно ширина і товщина листів;

$n_{\text{л}}$  - кількість листів у ресорі.

Для розрахунків  $h$  і  $b$  звичайно приймають  $n_{\text{л}}=(6... 14)$ ,  $b/h =(6...10)$ . Відстань між стрем'янками  $l_{\text{стр}}$  кріплення ресор беруть з урахуванням розмірів перерізу балки моста.

Довжину решти листів (крім корінних) визначають графоаналітичним методом, накресливши схему ресори в масштабі 1:5 або 1:10, при цьому надаючи ресорі форми балки рівного опору.

### 2.3 Аналіз конструкції транспортних модульних платформ.

Volkswagen Group MQB є однією з модульних платформ концерну Volkswagen. Назва MQB походить від німецького *Modularer Querbaukasten*, що можна перекласти як «модульна поперечна матриця». Ця платформа стала важливим етапом у розвитку автомобільного виробництва, оскільки дала змогу створювати різні моделі автомобілів на спільній конструктивній основі.

Основна перевага платформи MQB полягає в її гнучкості. Вона дозволяє змінювати колісну базу, ширину колії та інші конструктивні параметри автомобіля без необхідності повністю розробляти нову платформу. Крім того, застосування MQB спрощує адаптацію виробничого конвеєра для випуску автомобілів різних класів. Платформа призначена для автомобілів із поперечним розташуванням двигуна.

Силова установка автомобіля – це сукупність основних вузлів і агрегатів, які забезпечують перетворення енергії палива або електричної енергії в механічну енергію руху транспортного засобу. Саме вона створює необхідну тягу для руху автомобіля та забезпечує передачу цієї енергії до ведучих коліс.

До складу силової установки автомобіля входять:

- двигун;
- трансмісія;
- ведучі колеса.

### **2.3.1 Визначення потужності двигуна, вибір та обґрунтування його типу, побудова швидкісної зовнішньої**

Для модульної платформи пропонується використати гібридний привод, у якому поєднується двигун внутрішнього згоряння та два електромотор-генератори. Їхня спільна робота забезпечується через планетарний механізм, який одночасно виконує функцію розподілу потужності та неперервно-змінної трансмісії.

Таке конструктивне рішення дозволяє ефективно поєднати роботу ДВЗ і електричних машин. Завдяки цьому автобус може плавно рушати з місця, підключати двигун внутрішнього згоряння у процесі руху, розподіляти його крутний момент між генератором і ведучими колесами, відновлювати частину енергії у процесі гальмування та забезпечувати рух заднім ходом.

Перевагою такої схеми є те, що двигун внутрішнього згоряння може працювати в найбільш ефективному режимі незалежно від швидкості руху автобуса. Це особливо важливо для міського транспорту, який часто працює в режимах розгону, гальмування та зупинок. Планетарний механізм дозволяє уникнути нестабільної роботи двигуна на низьких обертах, оскільки регулює передавання потужності між основними елементами привода.

Двигун внутрішнього згоряння з'єднується з водилом планетарного механізму через демпфер. Його призначення полягає у зменшенні вібрацій і згладжуванні нерівномірності роботи двигуна. Це підвищує плавність роботи силової установки та зменшує навантаження на елементи трансмісії.

Електромотор-генератори МГ1 і МГ2 можуть працювати як у режимі електродвигуна, так і в режимі генератора. МГ1 застосовується для запуску двигуна внутрішнього згоряння, заряджання високовольтного акумулятора та керування роботою МГ2. Крім того, шляхом зміни частоти обертання і

кількості виробленої електроенергії МГ1 бере участь у регулюванні роботи неперервно-змінної трансмісії. МГ2 безпосередньо бере участь у створенні тягового зусилля та може працювати як основне джерело рушійної сили у процесі руху на електротязі або як допоміжний двигун у процесі спільної роботи з ДВЗ. у процесі гальмування він може переходити в режим генератора, перетворюючи частину кінетичної енергії автобуса в електричну енергію для заряджання акумулятора. Планетарний механізм у цій схемі виконує роль розподільовача потужності. Він забезпечує зв'язок між двигуном внутрішнього згоряння, мотор-генераторами та ведучими колесами, а також дозволяє отримати неперервно-змінне передаточне число без застосування традиційної ступінчастої коробки передач. Для перетворення електричної енергії в системі застосовується інвертор. Він змінює постійну напругу високовольтного акумулятора на трифазний змінний струм, необхідний для роботи електромотор-генераторів. Коли МГ1 або МГ2 працюють у режимі генератора, інвертор виконує зворотне перетворення: змінний струм, вироблений електричними машинами, перетворюється на постійний струм для заряджання високовольтної акумуляторної батареї.

Таким чином, запропонована гібридна силова установка є доцільною для застосування на модульній платформі автобуса. Вона дозволяє підвищити паливну економічність, скоротити рівень шкідливих викидів, поліпшити плавність руху та забезпечити ефективну роботу транспортного засобу в умовах міського циклу. Загальне рівняння залежності кутових швидкостей ланок планетарного механізму має такий вигляд:

$$(1 - u_{c-k}) \cdot \omega_B = \omega_c - u_{c-k} \cdot \omega_k$$

де  $\omega_c$ ,  $\omega_B$ ,  $\omega_k$  – кутові швидкості ланок: сонячної шестерні, водила і коронної шестерні;

$u_{c-k}$  – передатне число механізму за

$$\omega_B = 0 \quad (u_{c-k} = \frac{\omega_c}{\omega_k} = \frac{-Z_k}{Z_c} = -\frac{78}{30} = -2,6);$$

$Z_k$ ,  $Z_c$  – кількість зубців коронної і сонячної шестерень ( $Z_k = 78$ ;  $Z_c = 30$ ).

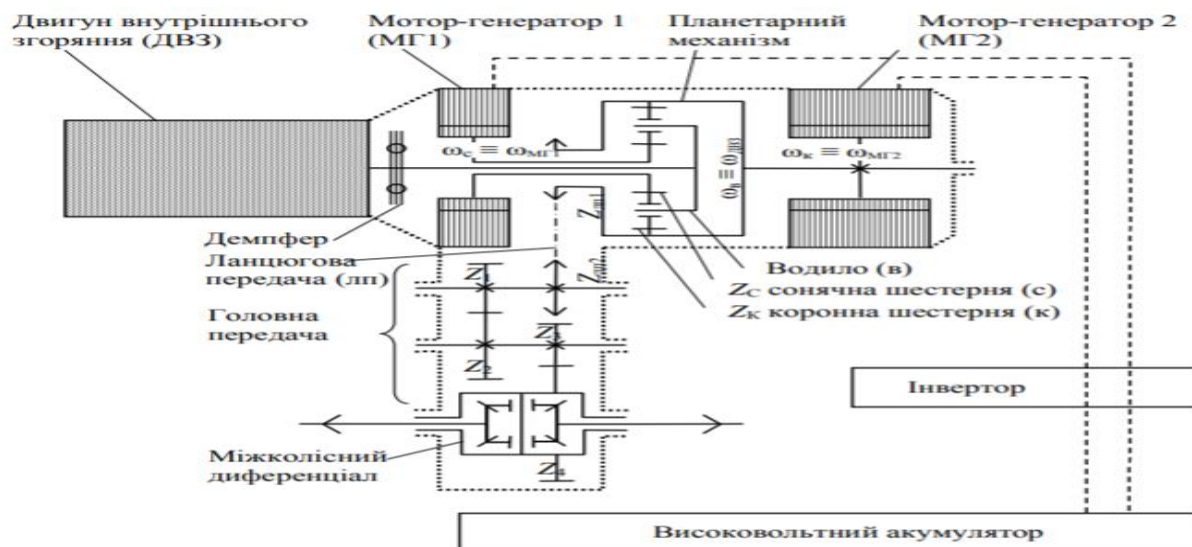


Рисунок 4 – Кінематична схема гібридного приводу автобусу

З урахуванням і рівняння набуває такого вигляду:  $\omega_c \equiv \omega_{МГ1}, \omega_v \equiv \omega_{ДВЗ}, \omega_k \equiv \omega_{МГ2}$

$$(Z_c + Z_k) \cdot \omega_{ДВЗ} = Z_c \cdot \omega_{МГ1} + Z_k \cdot \omega_{МГ2}$$

Підставляючи кількість зубців, знаходимо

$$18 \cdot \omega_{ДВЗ} = 5 \cdot \omega_{МГ1} + 13 \cdot \omega_{МГ2}$$

Мотор-генератор  $МГ_2$  пов'язаний з коронною шестернею  $Z_k$  планетарного механізму, а вона через головну передачу (ланцюгова передача і шестерні  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ ) та механізм диференціала з колесами. Тож швидкість автомобіля  $v$ , км/год, визначатиметься залежністю, в якій фігурує кутова швидкість  $\omega_{МГ2}$ , рад/с:

$$v = 3,6 \cdot R_0 \cdot \frac{\omega_{МГ2}}{u_0}, \text{ км/год}$$

де  $R_0$  – динамічний радіус колеса, м;

$u_0$  – передатне число головної передачі. За позначенням шини 215/75 R17,5 геометричний радіус колеса.

Передатне число головної передачі:

$$u_0 = \frac{Z_{лп2}}{Z_{лп1}} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{35}{36} \cdot \frac{44}{30} \cdot \frac{75}{26} = 4,113.$$

Тому,

$$v = \omega_{МГ2} / 3,746, \text{ км/год}$$

МГ1, МГ2 та двигун внутрішнього згоряння механічно пов'язані між собою через планетарний механізм. Завдяки цьому між їхніми кутовими швидкостями існує певна кінематична залежність. Якщо змінюється кутова швидкість одного з елементів системи, відповідно змінюються і швидкості інших компонентів. На діаграмі швидкостей цей взаємозв'язок відображається у вигляді прямої лінії. Використовуючи рівняння кінематичного зв'язку планетарного механізму та діаграму швидкостей, можна визначити основні кінематичні параметри елементів гібридного приводу. Це дозволяє оцінити, як розподіляється рух між двигуном внутрішнього згоряння, мотор-генератором МГ1 і мотор-генератором МГ2 у різних режимах роботи автобуса. Максимально можлива ефективна потужність  $N_e$  поршневого двигуна внутрішнього згоряння залежить від його кутової швидкості  $\omega_e$ . Цю залежність можна подати у вигляді полінома третього порядку, що дозволяє наближено описати зміну потужності двигуна в усьому робочому діапазоні частот обертання. Якщо кутову швидкість, за якої двигун досягає максимальної потужності  $N_{max}$ , позначити як  $\omega_N$ , то для двигуна з іскровим запалюванням залежність ефективної потужності від кутової швидкості можна записати у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
 N_e &= a \cdot N_1 \cdot \omega_e + b \cdot N_2 \cdot \omega_e^2 + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^3; \\
 N_1 &= \frac{N_{max}}{\omega_N}; \quad N_2 = \frac{N_{max}}{\omega_N^2}; \quad N_3 = -\frac{N_{max}}{\omega_N^3}; \\
 T_e = \frac{N_e}{\omega_e} &= a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2 \\
 &= a \cdot \frac{N_{max}}{\omega_N} + b \cdot \frac{N_{max}}{\omega_N^2} + c \cdot \frac{N_{max}}{\omega_N^3} \cdot \omega_{Ne}^2
 \end{aligned}$$

На основі технічної характеристики автомобіля визначаємо характерні кутові швидкості колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, які використовуються для побудови швидкісної характеристики та подальшого тягового розрахунку:

$$\begin{aligned}\omega_N &= \pi \cdot \frac{n_N}{30} = 523,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ \omega_\tau &= \pi \cdot \frac{n_\tau}{30} = 439,8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ \omega_{max} &= (1,1 \dots 1,2) \cdot \omega_N = 628 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ \omega_{min} &= \frac{\omega_{max}}{4} = \frac{628}{4} = 157 \text{ рад/с}\end{aligned}$$

Коефіцієнти пристосованості двигуна за обертовим моментом  $k_T$  і за кутовою швидкістю  $k_\omega$  становлять

$$\begin{aligned}k_T &= \frac{T_{max}}{T_N} = \frac{116}{108,9} = 1,064; \\ k_\omega &= \frac{\omega_N}{\omega_T} = \frac{523}{439} = 1,19;\end{aligned}$$

Коефіцієнти  $a$ ,  $b$ ,  $c$  є сталими для цього двигуна.

За технічною характеристикою автомобіля визначаємо характерні кутові швидкості електромотор-генератора МГ2:

$$\begin{aligned}\omega_N &= \pi \cdot \frac{n_N}{30} = 3,14 \cdot \frac{1200}{30} = 125 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ \omega_\tau &= \pi \cdot \frac{(0 \dots n_N)}{30} = 3,14 \cdot \frac{(0 \dots 1200)}{30} = 0 \dots 125 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ \omega_{max} &= \pi \cdot \frac{n_{max}}{30} = 3,14 \cdot \frac{6000}{30} = 625 \frac{\text{рад}}{\text{с}};\end{aligned}$$

В інтервалі  $0 \dots \omega_N$  ( $\omega_T$ ) потужність  $N_{MG2}$  та обертовий момент  $T_{MG2}$  виражаються залежностями

$$\begin{aligned}\omega &= 0 \dots \omega_N(\omega_T) \rightarrow N_{MG2} = 51875 - 15 \cdot \omega; \\ T_{MG2} &= \frac{51875}{\omega} - 15.\end{aligned}$$

Обертовий момент до головної передачі в гібридній силовій установці передається двома шляхами. Від електромотор-генератора МГ2 він надходить безпосередньо, а від двигуна внутрішнього згоряння— через планетарний механізм.

Планетарний механізм у цій схемі виконує функцію розподілу потужності між основними елементами привода. Саме його конструктивні параметри

визначають, яка частина обертового моменту двигуна внутрішнього згорання передається на головну передачу, а яка – на електромотор-генератор МГ1.

Для визначення параметрів планетарного механізму та подальшого аналізу розподілу обертового моменту використаємо розрахункову схему гібридного привода. Зусилля у полюсах зачеплення визначаються з умови рівноваги сателіта:

$$F_k = F_c; F_B = 2 \cdot F_k = 2 \cdot F_c;$$

До того ж з умови рівноваги усього механізму маємо рівняння моментів щодо його осі:

$$\sum T = T_B + T_c + T_k = -T_B \cdot h_a + F_c \cdot h_c + F_k \cdot h_k = 0.$$



Рисунок 5 – Схеми планетарного механізму і зусиль у полюсах зачеплення та осі сателітів.

Якщо поділити почленно вираз на  $T_c$  і врахувати, то отримаємо:

$$\frac{T_B}{T_c} = -1 - \frac{T_k}{T_c} = -1 - \frac{F_k \cdot h_k}{F_c \cdot h_c} = -1 - \frac{h_k}{h_c} = -1 + u_{c-k} = -1 - 2,6 = -3,6;$$

$$T_c = -\frac{T_B}{3,6} = -0,278 \cdot T_a$$

Якщо ж поділити почленно вираз (14) на  $T_k$ , то отримаємо:

$$\frac{T_B}{T_k} = -1 - \frac{T_c}{T_k} = -1 - \frac{F_c \cdot h_c}{F_k \cdot h_k} = -1 - \frac{h_c}{h_k} = -1 - \frac{1}{u_{c-k}} = -1 - \frac{1}{2,6} = -\frac{3,6}{2,6};$$

$$T_k = -T_B \frac{2,6}{3,6} = -0,722 \cdot T_a$$

Таким чином, співвідношення моментів, що діють на елементи планетарного механізму, є сталою величиною. Воно не залежить від напрямку обертання шестерні або від того, чи обертається вона взагалі. За своїм значенням це співвідношення є оберненим до передаточного числа та має протилежний знак. Відповідно до схеми планетарного механізму, його основні елементи з'єднані з компонентами гібридної силової установки таким чином:

- водило – з двигуном внутрішнього згоряння;
- сонячна шестерня – з електромотор-генератором МГ<sub>1</sub>;
- коронна шестерня – з головною передачею.

Такий кінематичний зв'язок дозволяє в подальших розрахунках замінити індекси елементів планетарного ряду на відповідні позначення компонентів гібридного приводу. Це спрощує запис рівнянь і дозволяє безпосередньо аналізувати взаємодію між ДВЗ, МГ<sub>1</sub> та головною передачею.

$$T_{\text{МГ1}} = -0,278 \cdot T_{\text{ДВЗ}}$$

$$T_{\text{ГП}} = -0,722 \cdot T_{\text{ДВЗ}}$$

Сумарна сила опору  $F_{\Sigma \text{оп}}$  розраховується за рівнянням

$$F_{\Sigma \text{оп}} = m_a \cdot g(i + f_k) + c_x \cdot A \cdot v^2$$

де  $m_a$  – повна маса автомобіля;  $g$  – прискорення земного тяжіння;  $i$  – поздовжній ухил дороги;  $f_k$  – коефіцієнт опору руху колеса;  $c_x$  – коефіцієнт опору повітря;  $A$  – лобова площа автомобіля;  $v$  – швидкість автомобіля.

Тягова сила на колесах  $F_k$  МГ<sub>2</sub>,  $N$  і швидкість автомобіля  $v$ , км/год, у разі приводу тільки від електромотор-генератора МГ<sub>2</sub> виражаються такими залежностями:

$$F_{k\text{МГ2}} = \eta \cdot T_{\text{МГ2}} \cdot u_0 / R$$

$$v = 3,6 \cdot R \cdot \omega_{\text{МГ2}} / u_0$$

За характеристикою електромотор-генератора МГ<sub>2</sub> обертовий момент  $T_{\text{МГ2}}$  становить:

$$T_{\text{МГ2}} = T_{\text{МГ2max}} = 400 \text{ Н}; \omega_{\text{МГ2}} = 0; 125 \text{ рад/с}$$

$$T_{\text{МГ}_2} = \frac{51875}{\omega_{\text{МГ}_2}} - 15; \omega_{\text{МГ}_2} = 125; 625 \text{ рад/с}$$

Вираз для тягової сили на колесах  $F_k$  МГ<sub>2</sub>+ДВЗ, Н у разі приводу від електромотор-генератора МГ<sub>2</sub> і двигуна внутрішнього згоряння ДВЗ

$$F_{k\text{МГ}_2+\text{ДВЗ}} = \eta \cdot (T_{\text{МГ}_2} + 0,722 \cdot T_{\text{ДВЗ max}}) \cdot u_0 / R$$

Характеристику споживання потужності на колесах  $N_{S_{\text{оп}}}$  отримаємо на підставі рівняння

$$N_{S_{\text{оп}}} = F_{S_{\text{оп}}} \cdot v$$

а характеристику постачання потужності на колесах  $N_k$  – за такими рівняннями:

$$N_{k\text{МГ}_2} = F_{k\text{МГ}_2} \cdot v; N_{k\text{МГ}_2+\text{ДВЗ}} = F_{k\text{МГ}_2+\text{ДВЗ}} \cdot v$$

## 2.4 Висновок до розділу

У розділі було проведено комплексний аналіз конструкції транспортної модульної платформи на основі типового автобуса «Богдан А092». Встановлено, що базова конструкція цього транспортного засобу загалом відповідає вимогам міського та приміського пасажирського транспорту, оскільки має несучий кузов вагонного компонування, раціональні габаритні параметри, достатню пасажиромісткість, прийнятний радіус повороту та конструкцію підвіски, яка забезпечує необхідну плавність ходу, стійкість і керованість під час експлуатації.

Проведене визначення тягово-швидкісних властивостей показало, що аналізований транспортний засіб має достатній запас тягового зусилля для роботи в умовах міського руху. Побудова розрахункових залежностей балансу потужності, силового балансу, динамічної характеристики та графіка прискорень дозволяє оцінити поведінку автомобіля на різних передачах і в різних швидкісних режимах. Отримані результати можуть бути використані як базові для подальшого порівняння традиційної конструкції з транспортною модульною платформою, оснащеною гібридною силовою установкою.

Отже, результати першого розділу підтверджують доцільність подальшого дослідження модульної платформи категорії М2. Виконані розрахунки формують технічну основу для оцінювання ефективності модернізації транспортного засобу, зокрема з погляду покращення тягово-швидкісних характеристик, зниження витрати палива та зменшення шкідливих викидів. Це дає підстави вважати, що застосування модульного підходу у поєднанні з гібридною силовою установкою може бути перспективним напрямом удосконалення міського пасажирського транспорту.

### **3 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ**

### 3.1 Порівняння зовнішніх швидкісних характеристик

При розробці гібридного силового агрегату за основу було взято типовий маршрутний транспортний засіб, тому зміни в конструкції, тобто вага і перерозподіл навантаження було враховано в розробку силового агрегату. Так як гібридна силова установка включає в себе додаткові два електричні мотори, батареї та додаткове супутнє обладнання збільшилась вага і потужність силового агрегату. [10; 13; 15; 16]

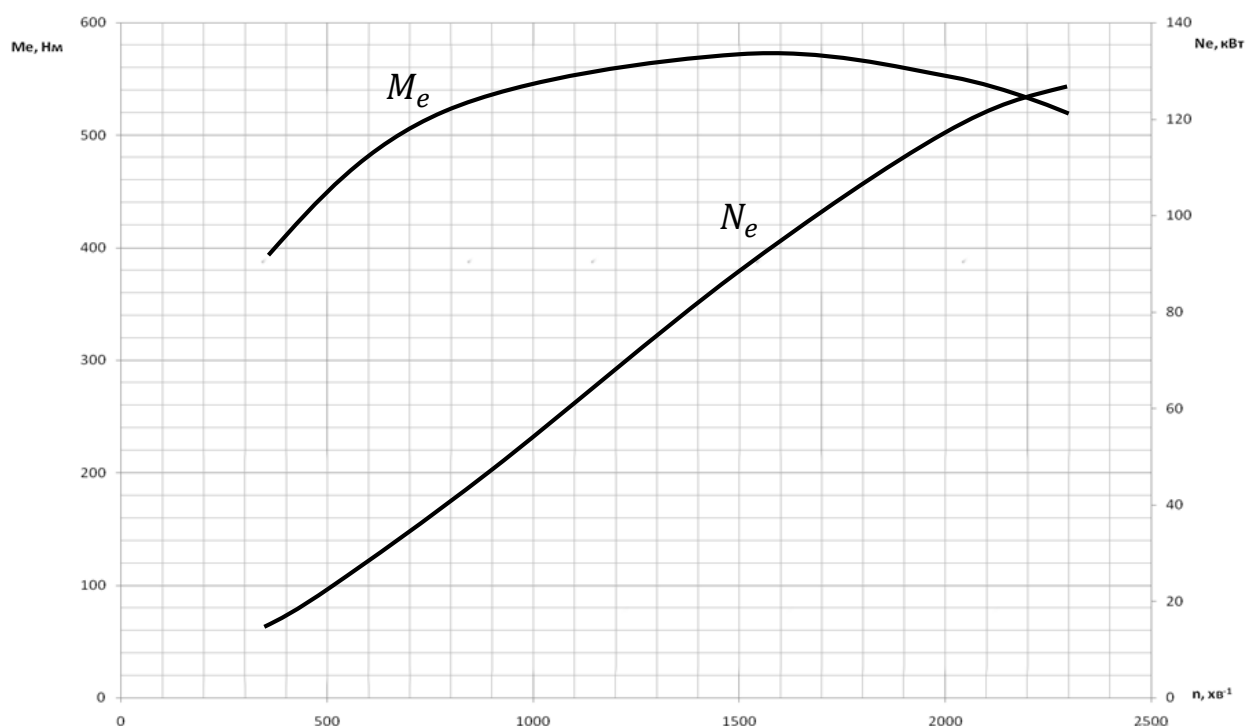


Рисунок 3.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна «Богдан А092»

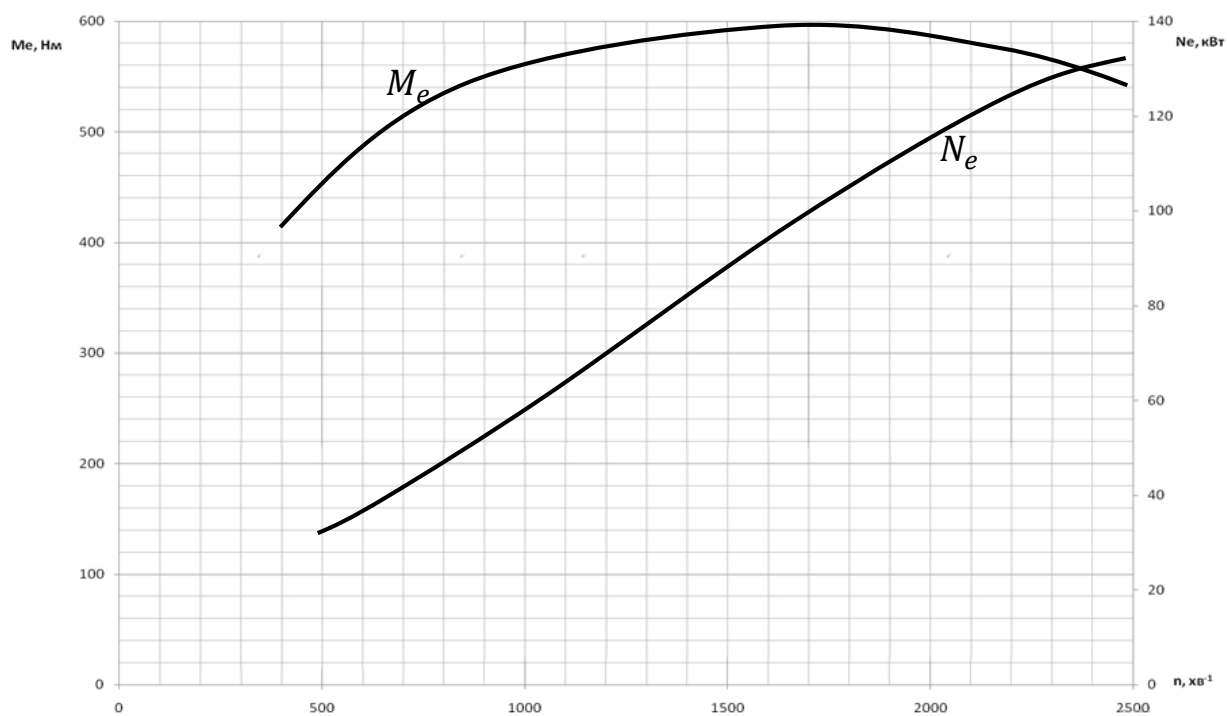


Рисунок 3.2 – Зовнішня швидкісна характеристика гібридної силової установки

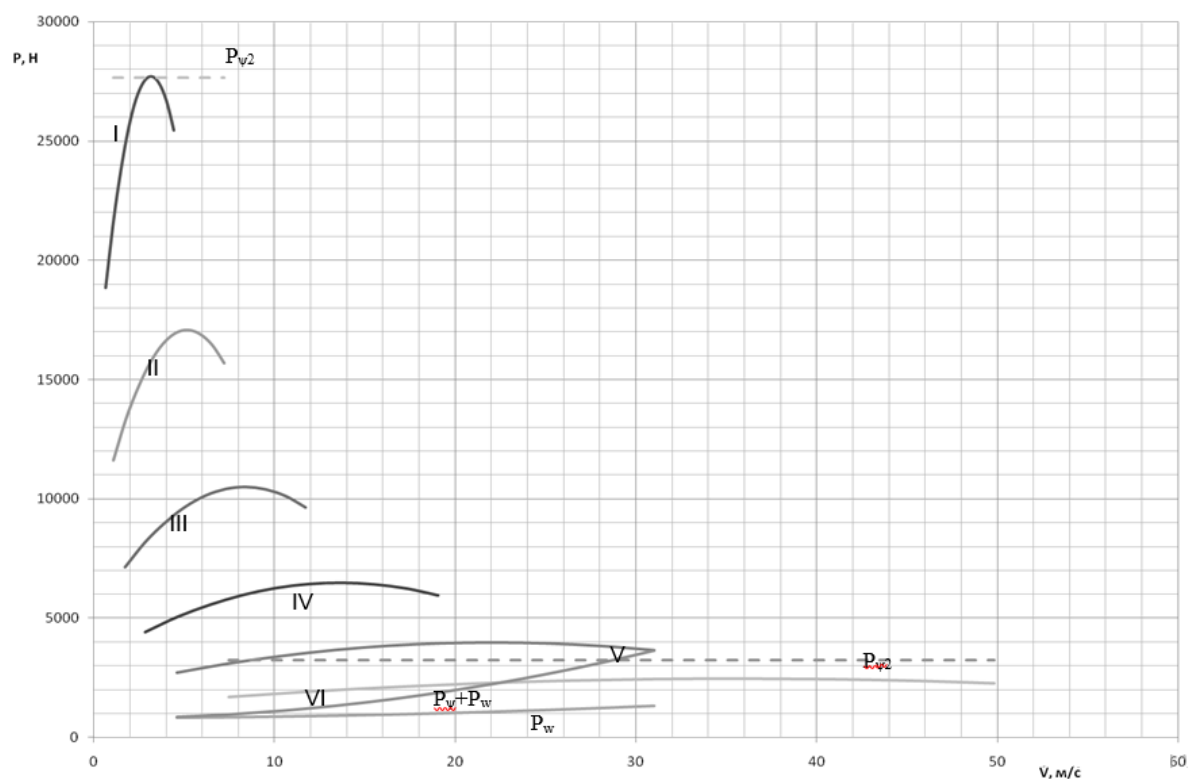


Рисунок 3.3 – Діаграма силового балансу «Богдан А092»

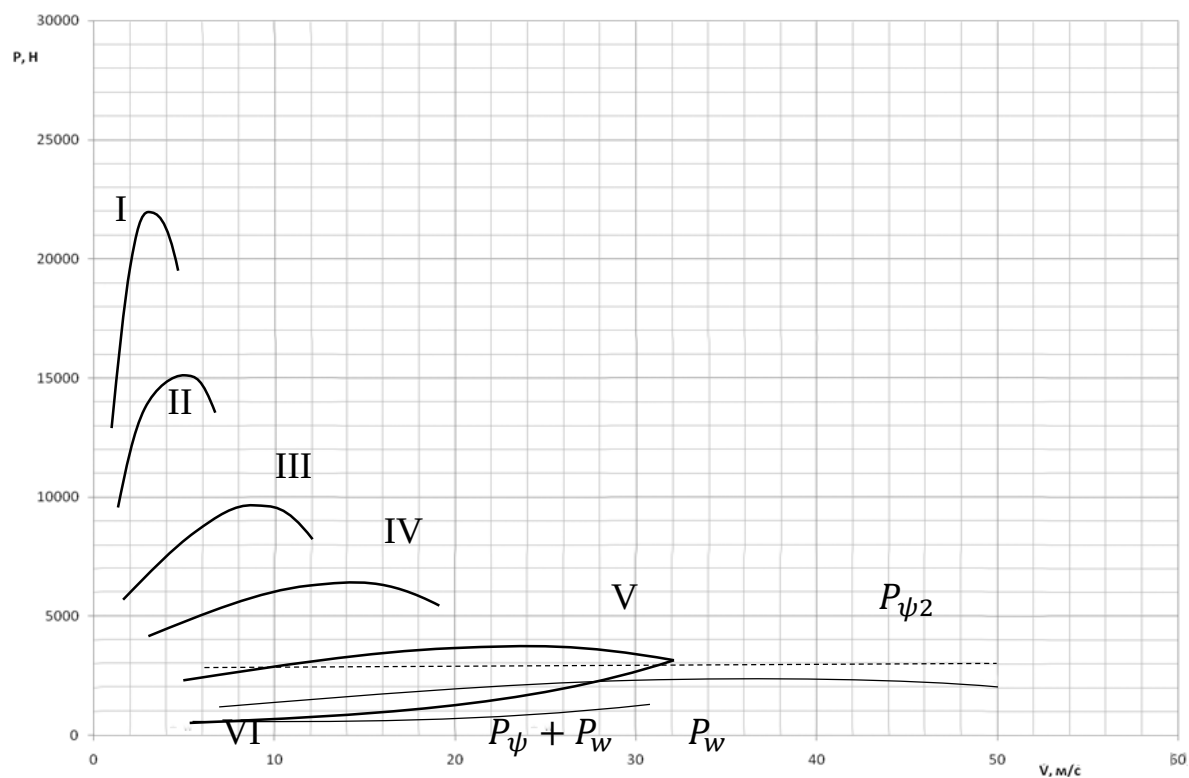


Рисунок 3. 4 – Діаграма силового балансу дизельного двигуна без допомоги електричних моторів

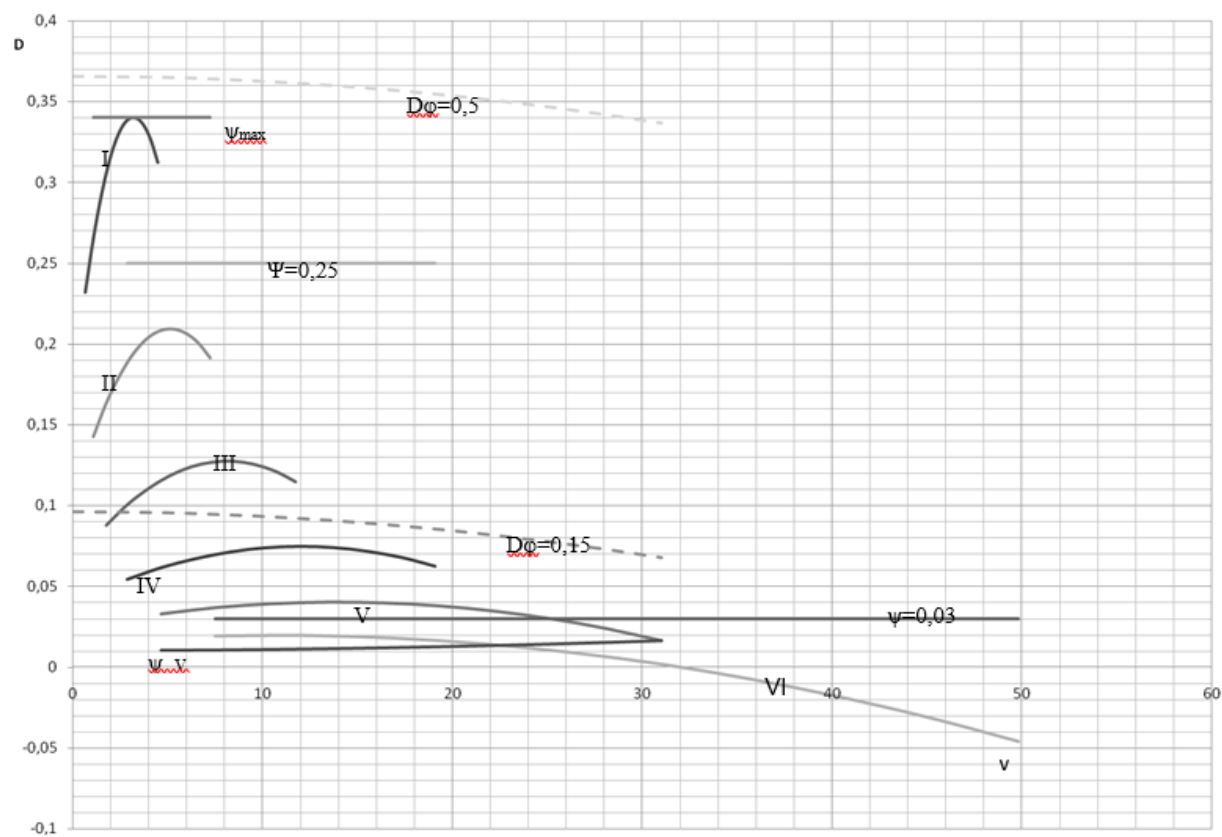


Рисунок 3.5 – Динамічна характеристика «Богдан А092»

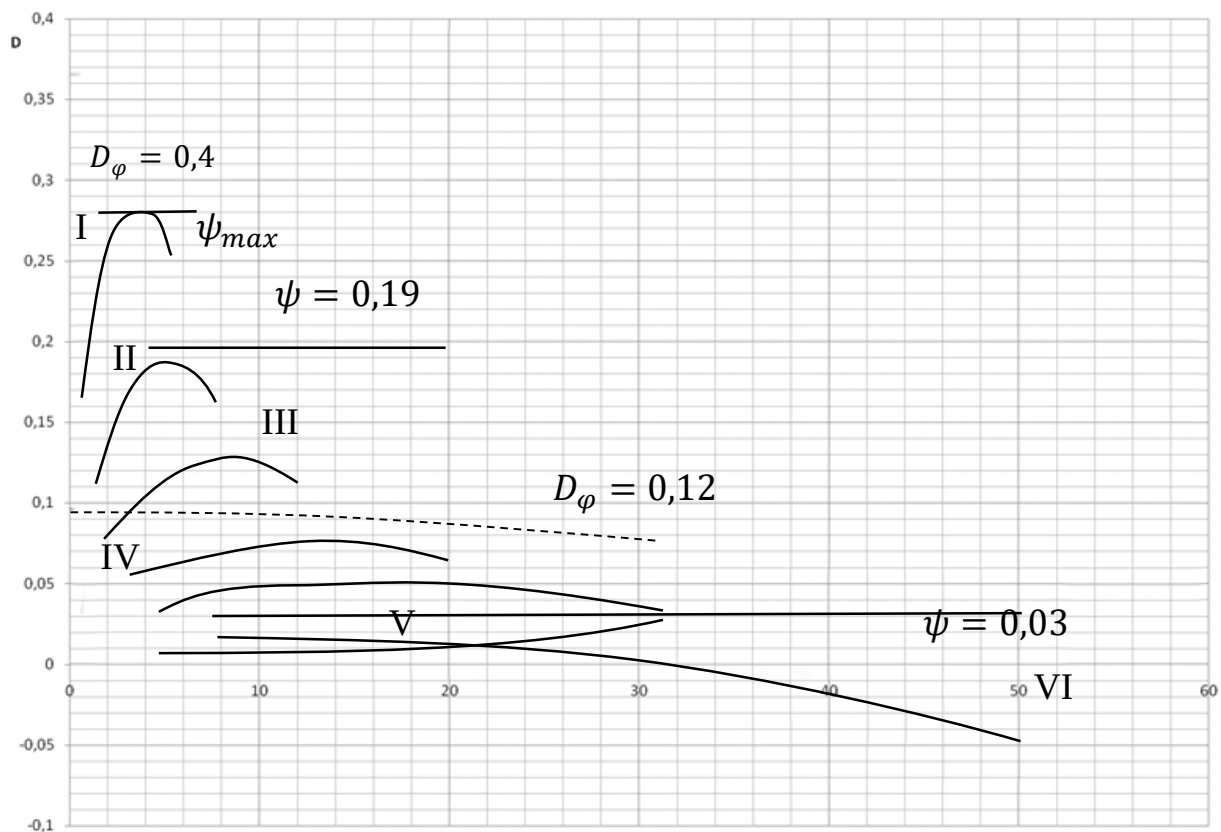


Рисунок 3.6— Динамічна характеристика дизельного двигуна без допомоги електричних моторів

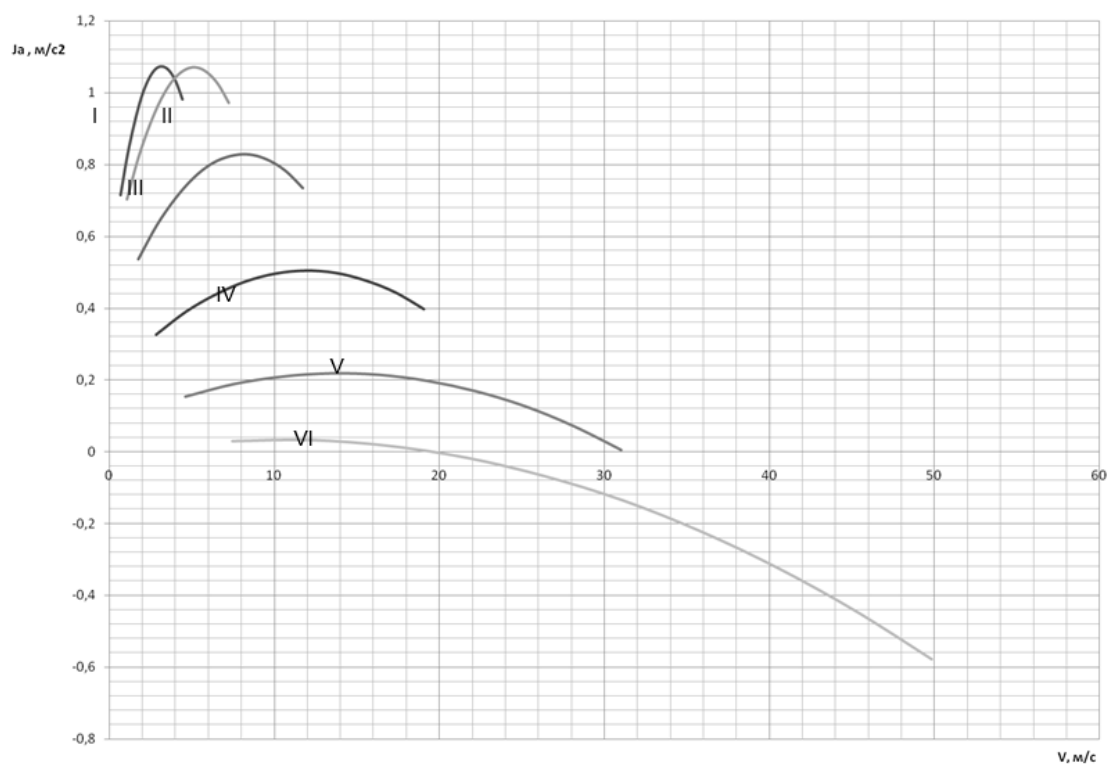


Рисунок 3.7 – Діаграма прискорень «Богдан А092»

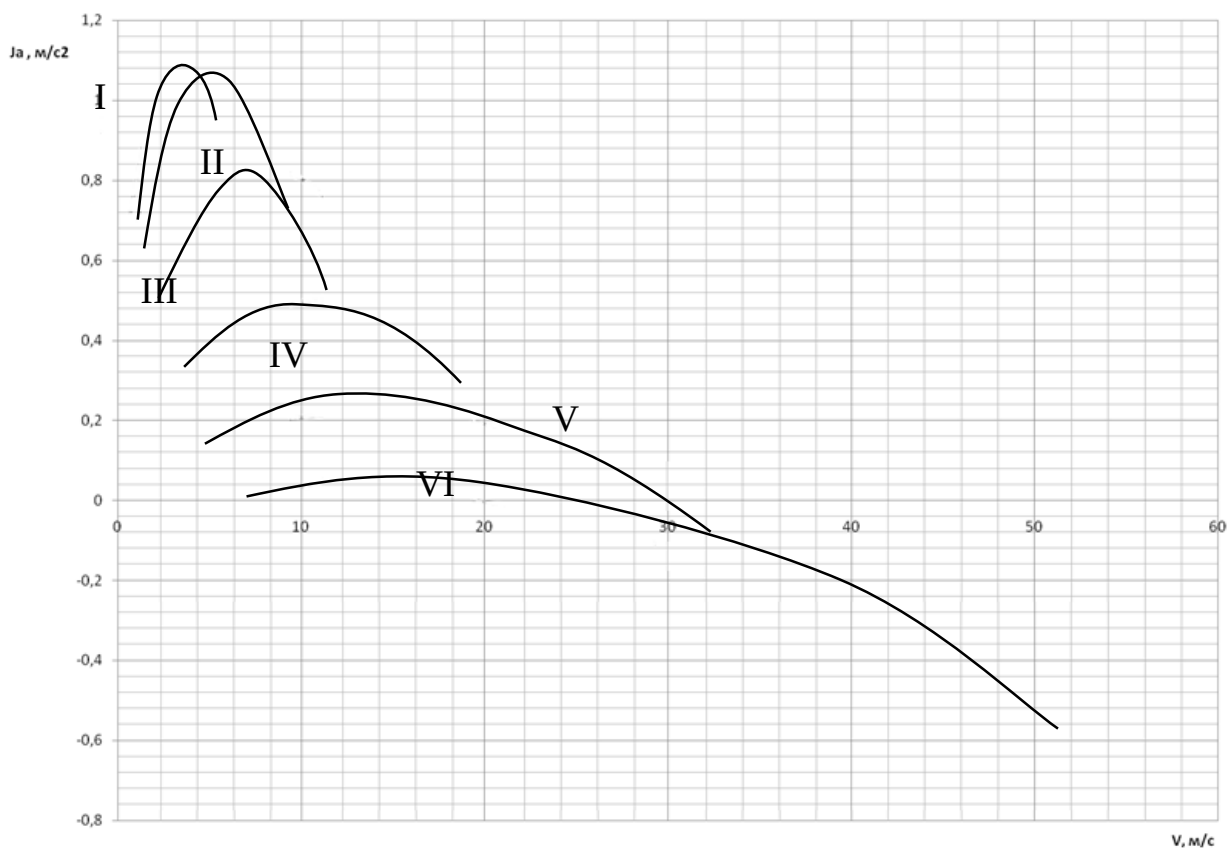


Рисунок 3.8 – Діаграма прискорень гібридного модульного маршрутного транспортного засобу

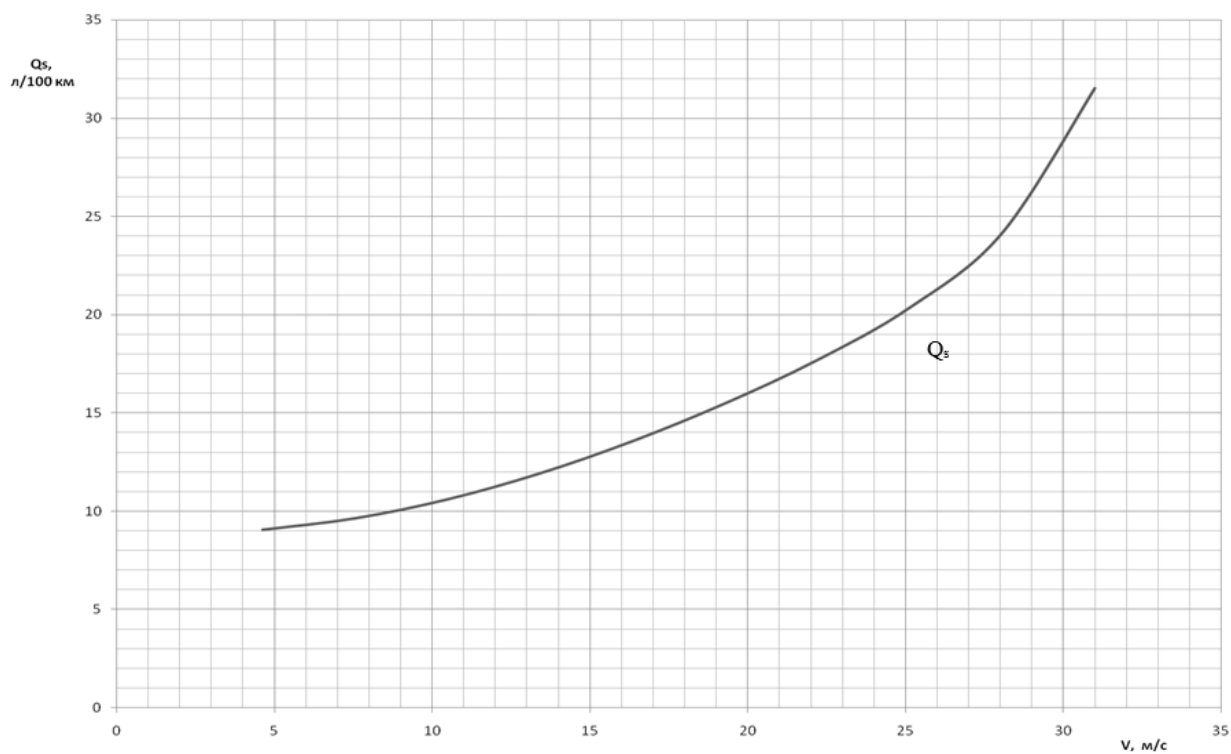


Рисунок 3.9 – Паливна-економічність «Богдан А092»

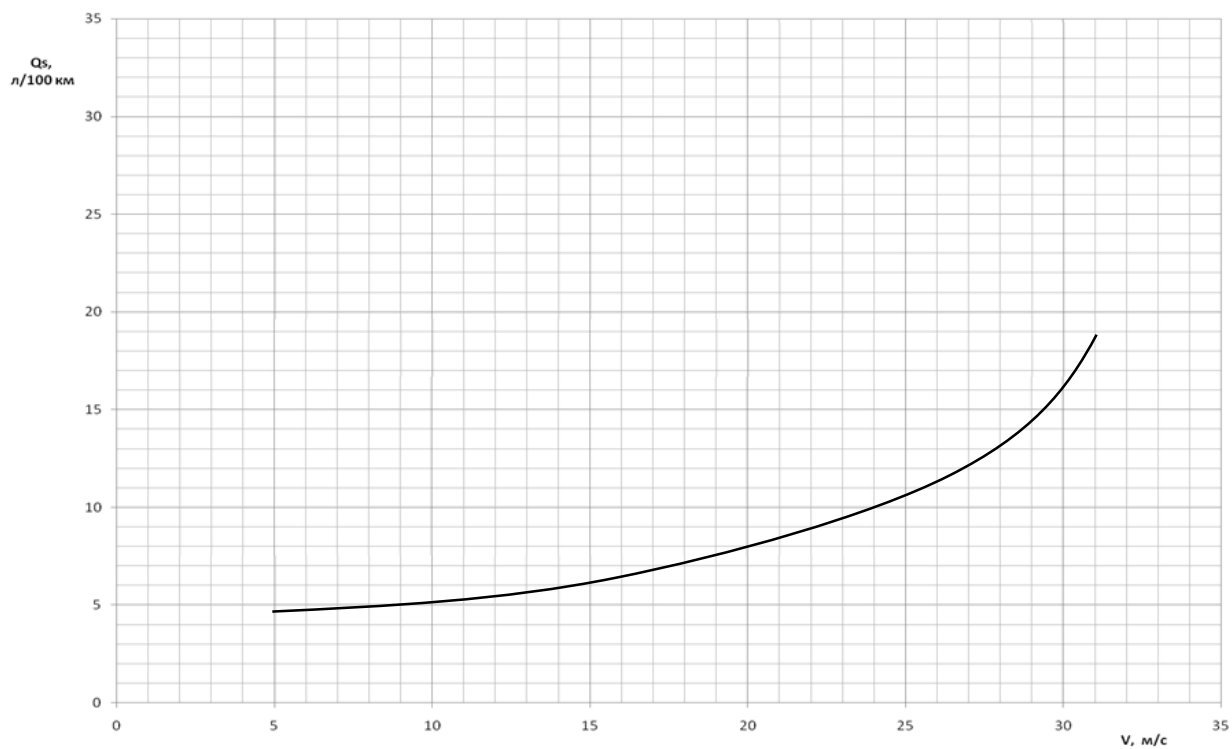


Рисунок 3.10– Паливна-економічність дизельного двигуна без допомоги електричних моторів

### 3.2 Висновок до розділу

Виконано аналіз конструкції автобуса «Богдан А092» як базового транспортного засобу для подальшої модернізації. Розглянуто його основні габаритні, масові, аеродинамічні та експлуатаційні параметри, які впливають на тягово-швидкісні властивості, паливну економічність і можливість інтеграції модульної платформи.

Проведені розрахунки дали змогу визначити вихідні параметри для оцінювання руху автобуса в різних дорожніх умовах, зокрема коефіцієнти опору дороги, навантаження на осі, параметри шин, аеродинамічні характеристики, потужність двигуна та передаточні числа трансмісії. Це сформувало розрахункову базу для подальшого порівняння традиційної конструкції та модернізованого варіанта.

За результатами аналізу встановлено, що базова конструкція автобуса може бути використана як основа для проектування транспортної модульної платформи, однак для підвищення ефективності доцільним є перегляд компонування агрегатів, застосування уніфікованих вузлів і адаптація силової установки до умов міського руху.

## 4 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ЗА ПАЛИВО-ЕКОНОМІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ

### 4.1 Паливна економічність автомобіля «Богдан А092»

До основних оціночних показників паливної економічності автомобіля належить шляхова витрата палива. Вона показує, яку кількість палива витрачає транспортний засіб на подолання певної відстані. Залежність витрати палива, вираженої в літрах на 100 км, від швидкості руху автомобіля називають паливно-економічною характеристикою автомобіля.

Паливно-економічна характеристика дає змогу оцінити ефективність роботи силової установки в різних швидкісних режимах, визначити найбільш економічну швидкість руху та порівняти витрату палива базового і модернізованого варіантів транспортного засобу.

Шляхову витрату палива визначають за рівнянням:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N \cdot K_{об} \cdot K_v}{36 \cdot \eta_{тр} \cdot \rho_n \cdot V} \cdot (N_\psi + N_w), \quad (4.1)$$

Де

$g_e$  – ефективна питома витрата палива при максимальній потужності, г/(кВт·год);

$K_{об}$  – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала;

$K_N$  – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива залежно від ступеня використання потужності двигуна;

$\eta_t$  — коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$V$  — швидкість руху автомобіля, м/с.

$\eta_{тр}$  - ККД трансмісії;

$N_\psi$  - потужність сумарного опору дороги, кВт;

$N_w$  - потужність опору повітря, кВт.

Для дизельних двигунів ефективну питому витрату палива при максимальній потужності зазвичай приймають у межах:

$$g_e = 220\text{--}240 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}.$$

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $Q_s$ :

$$Q_s = \frac{240 \cdot 1,12 \cdot 1,067}{36 \cdot 0,9 \cdot 0,86 \cdot 4,64} \cdot 4,065 = 9,05 \left( \frac{\text{л}}{100 \text{ км}} \right).$$

Наступні розрахунки проводимо аналогічно.

Значення  $K_{об}$  можна визначити за емпіричною формулою:

$$K_{об} = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 0,98 \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 0,24 \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3.$$

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $K_{об}$ :

$$K_{об} = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{345}{2300} + 0,98 \cdot \left( \frac{345}{2300} \right)^2 - 0,24 \cdot \left( \frac{345}{2300} \right)^3 = 1,12.$$

Наступні розрахунки  $K_{об}$  проводимо аналогічно.

Значення  $K_v$  для бензинових та газових двигунів можна визначити за емпіричною формулою:

$$K_v = 1,2 + 0,14 \cdot K_N - 1,8 \cdot K_N^2 + 1,46 \cdot K_N^3. \quad (4.2)$$

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $K_v$ :

$$K_v = 1,2 + 0,14 \cdot 0,39 - 1,8 \cdot 0,39^2 + 1,46 \cdot 0,39^3 = 1,067.$$

Наступні розрахунки  $K_v$  проводимо аналогічно.

Значення  $n_e, V, N(V), P(V)$  беремо з табл. 4.1. Додаток.

За допомогою методики, викладеної в п.1.5.1, визначаємо ступінь використання потужності  $K_N$ .

Отримані результати заносять у таблицю та використовують для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля. За цією характеристикою можна визначити швидкісний режим, у якому автобус має найменшу витрату палива, а також оцінити вплив конструктивних параметрів, маси,

аеродинамічного опору та трансмісії на паливну економічність транспортного засобу.

Отже, витрата палива при русі зі швидкістю буде рівною (з графіка) а при русі зі швидкістю витрата палива буде рівна .

#### 4.2 Паливна економічність модульного гібридного автомобіля

До оціночних показників паливної економічності відноситься шляхова витрата палива. Залежність витрати палива в літрах на 100 км та кількість кВт на 100 км при нормальному русі. [15; 26; 27].

Витрату палива (л/100км) можна визначити за допомогою рівняння:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N \cdot K_{об} \cdot K_v}{36 \cdot \eta_{тр} \cdot \rho_n \cdot V} \cdot (N_\psi + N_w), \quad (4.3)$$

де ефективна витрата палива при максимальній потужності, г/(кВт·год):

для дизельних двигунів = (220...240) г/(кВт·год);

- коефіцієнт, який враховує зміну від обертів колінвала;

- коефіцієнт, який враховує зміну в залежності від ступеня використання потужності двигуна;

$\eta_{тр}$  - ККД трансмісії;

- густина палива, г/см<sup>3</sup> (дизельне пальне - 0,86 кг/л);

$N_\psi$  - потужність сумарного опору дороги, кВт;

$N_w$  - потужність опору повітря, кВт;

$V$  - швидкість автомобіля (м/с).

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $Q_s$ :

$$Q_s = \frac{160 \cdot 1,12 \cdot 1,067}{36 \cdot 0,9 \cdot 0,86 \cdot 4,64} \cdot 4,065 = 4\left(\frac{\text{л}}{100} \text{ км}\right)$$

Наступні розрахунки проводимо аналогічно.

Значення  $K_{об}$  можна визначити за емпіричною формулою:

$$K_{об} = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{n_e}{n_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3. \quad (4.5)$$

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $K_{об}$ :

$$K_{об} = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{345}{2300} + 0,98 \cdot \left(\frac{345}{2300}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{345}{2300}\right)^3 = 1,12.$$

Наступні розрахунки  $K_{об}$  проводимо аналогічно.

Значення  $K_v$  для бензинових та газових двигунів можна визначити за емпіричною формулою:

$$K_v = 1,2 + 0,14 \cdot K_N - 1,8 \cdot K_N^2 + 1,46 \cdot K_N^3. \quad (4.6)$$

Для першого робочого діапазону розгінної передачі  $K_v$ :

Наступні розрахунки проводимо аналогічно.

Результати розрахунків заносимо в табл. 4.2 . Додаток.

|                   |      |       |       |       |       |       |       |       |       |      |
|-------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| $n_e/n_N$         | 0,15 | 0,244 | 0,339 | 0,434 | 0,529 | 0,623 | 0,718 | 0,813 | 0,908 | 1    |
| $K_{об}$          | 1,12 | 1,06  | 1,01  | 0,985 | 0,964 | 0,955 | 0,955 | 0,963 | 0,979 | 1    |
| $Q_s,$<br>л/100км | 4    | 4,63  | 5,59  | 6,91  | 8,55  | 10,47 | 12,68 | 13,34 | 14,13 | 15,5 |

Отже, витрата палива при русі зі швидкістю буде рівною (з графіка) а при русі зі швидкістю витрата палива буде рівна  $Q_s = 4 \left(\frac{\text{л}}{100}\text{км}\right) Q_s = 15,5 \left(\frac{\text{л}}{100}\text{км}\right)$

### **4.3 Висновок до розділу**

Розглянуто паливно-економічні показники автобуса у традиційному виконанні та у варіанті з модульною гібридною силовою установкою. Основним оціночним показником виступала шляхова витрата палива, яка залежить від режиму роботи двигуна, опору дороги, аеродинамічного опору, ККД трансмісії та швидкості руху.

Порівняння розрахункових залежностей показує, що гібридизація силової установки є найбільш корисною саме для міських автобусів, оскільки їхній цикл руху характеризується частими зупинками, розгонами та гальмуваннями. У таких умовах електричний привод і рекуперація енергії дозволяють знизити частку неефективної роботи ДВЗ.

Таким чином, застосування гібридного силового агрегата на модульній платформі можна розглядати як технічно обґрунтований напрям підвищення паливної економічності автобуса. При цьому остаточна ефективність такого рішення залежить від режиму експлуатації, параметрів акумуляторної батареї, алгоритму керування приводом і масових характеристик модернізованої конструкції.

## 5 ОЦІНКА ОБСЯГІВ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ ТРАНСПОРТНОЇ МОДУЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ З ТРАДИЦІЙНИМИ І ГІБРИДНИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ ВИКОРИСТАННЯМ ЗАСОБІВ МОДЕЛЮВАННЯ

### 5.1 Розрахунок обсягів шкідливих викидів автомобіля «Богдан А092»

Відпрацьовані гази автомобіля являють собою складну суміш хімічних речовин, частина з яких є шкідливою для людини та довкілля. Найбільшу небезпеку становлять оксид вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту, тверді частинки та інші продукти неповного або високотемпературного згоряння палива в двигуні.

Для оцінювання рівня забруднення повітря автомобільним транспортом застосовують розрахункові залежності, які дають змогу визначити масу шкідливих речовин, що виділяються під час роботи двигуна. Зокрема, для одноповерхових гаражів характерними режимами є запуск двигуна, робота на холостому ході та виїзд автомобіля з приміщення. У такому випадку масу шкідливих речовин визначають за формулою:

$$M = gNKC, \quad (5.1)$$

де  $g$  – питома кількість шкідливих речовин, віднесена до одного виїзду з приміщення і умовної потужності двигуна в одну кінську силу, тобто в г/к.с. на 1 виїзд (приймається за табл. 4.0);

$N$  – потужність двигуна автомобіля, к.с;

$K$  – число виїздів автомобілів з приміщення протягом 1 години, виїзд/год.;

$C$  – коефіцієнт для врахування інтенсивності руху автомобілів (приймається за табл. 5.1).

Для багатоповерхових і підземних гаражів розрахунок викидів виконують з урахуванням особливостей руху автомобілів усередині споруди. У таких умовах шкідливі речовини утворюються не лише під час запуску двигуна та руху на конкретному поверсі або ярусі, а й під час проходження автомобіля через інші рівні до виїзду.

Тому масу викидів доцільно визначати окремо для кожного поверху або ярусу. Якщо автомобілі рухаються до виїзду через нижче розташовані поверхи, а в підземних гаражах – через вище розташовані яруси, масу шкідливих речовин на відповідному рівні визначають за формулою:

$$M = qNK_1(1 + 0,7n), \quad (5.2)$$

де  $K_1$  – кількість виїздів протягом 1 год. для даного поверху (ярусу),  
виїзд/год;

$n$  – число вище розташованих поверхів (нижче розташованих ярусів).

Таким чином, розрахунок викидів у гаражах і паркінгах дає змогу оцінити рівень забруднення повітря в зоні зосередження транспортних засобів. Отримані результати можуть бути використані для вибору ефективної системи вентиляції, оцінювання екологічної безпеки об'єкта та обґрунтування заходів щодо зменшення шкідливого впливу автомобільного транспорту.

Таблиця 5.1 – Питомі величини шкідливих речовин, що виділяються під час одного виїзду автомобіля з приміщення, г / (к.с. виїзд)

| Назва приміщень                                                | Легкові автомобілі |             | Вантажні автомобілі та автобуси |             |
|----------------------------------------------------------------|--------------------|-------------|---------------------------------|-------------|
|                                                                | Оксид вуглецю      | Оксид азоту | Оксид вуглецю                   | Оксид азоту |
| Зберігання автомобілів                                         | 1,2                | 0,02        | 1,7/0,5                         | 0,03/0,2    |
| Пост технічного обслуговування і поточного ремонту автомобілів | 0,8                | 0,016       | 1,0/0,4                         | 0,024/0,16  |
| Пост миття автомобілів                                         | 0,27               | 0,006       | 0,3/0,12                        | 0,01/0,07   |

Примітка. У чисельнику наведено питомі величини шкідливих речовин для автомобілів і автобусів із карбюраторними двигунами, у знаменнику — для транспортних засобів із дизельними двигунами.

Таблиця 5.2 – Коефіцієнт С для врахування інтенсивності руху автомобілів

| Назва приміщень                                                     | Число виїздів на протязі 1 години | Коефіцієнт С |
|---------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|--------------|
| Пост технічного обслуговування і ремонту автомобілів                | 1                                 | 0,5          |
|                                                                     | 2                                 | 0,6          |
|                                                                     | 3                                 | 0,7          |
|                                                                     | 4                                 | 0,8          |
|                                                                     | > 4                               | 1            |
| Поточні лінії обслуговування автомобілів з переміщенням на конвеєрі | На все число виїздів              | 0,3          |
| Зберігання автомобілів                                              | Те ж                              | 1            |

Якщо автопарк має змішаний склад і включає транспортні засоби з різними типами двигунів, зокрема бензиновими, дизельними або газовими, сумарну масу однойменних шкідливих речовин визначають окремо для кожної групи автомобілів. Після цього отримані значення підсумовують.

Такий підхід дає змогу точніше оцінити рівень забруднення атмосферного повітря, оскільки транспортні засоби різних груп відрізняються питомими викидами, пробігом, видом палива, технічним станом, середнім віком і режимами експлуатації. Це особливо важливо під час аналізу екологічного впливу автомобільного транспорту в межах міста, району або окремого транспортного підприємства.

Масу викиду  $j$ -ої шкідливої речовини за розрахунковий період визначають за формулою:

$$M_j^e = \sum^i \sum^k m_{jik} \cdot Z_{ik} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (5.3)$$

де  $i$  – число груп автомобілів;

$m_{jik}$  – питомий викид  $j$ -ої шкідливої речовини автомобілем  $iii$ -ої групи з двигуном відповідного типу, г/км;

$Z_{ik}$  – пробіг автомобілів  $i$ -ої групи з двигуном визначеного типу за розрахунковий період, млн. км;

$K_1 \cdot K_2$  – коефіцієнт, що враховує вплив технічного стану автомобілів на рівень викидів. [27; 28; 29]

Питомий викид  $m_{jik}$  включає пробігові викиди, а також, за потреби, картерні викиди та випаровування палива. Значення питомих викидів оксиду вуглецю, вуглеводнів і оксидів азоту для різних груп автомобілів приймають за довідковими даними залежно від розрахункового року. Відповідні значення наведено в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Вплив середнього віку парку і рівня технічного стану на викид шкідливих речовин

| Група автомобілів                        | Викид оксидів вуглецю |      | Викид вуглеводнів |      | Викид оксидів азоту |      |
|------------------------------------------|-----------------------|------|-------------------|------|---------------------|------|
|                                          | K1                    | K2   | K1                | K2   | K1                  | K2   |
| Вантажні та спеціальні з бензиновими ДВЗ | 1,33                  | 1,69 | 1,2               | 1,86 | 1                   | 0,8  |
| Вантажні і спеціальні дизельні           | 1,33                  | 1,80 | 1,2               | 2,0  | 1                   | 1,0  |
| Автобуси з бензиновими ДВЗ               | 1,32                  | 1,62 | 1,2               | 1,86 | 1                   | 0,8  |
| Автобуси дизельні                        | 1,27                  | 1,80 | 1,17              | 2,0  | 1                   | 0,85 |
| Легкові службові і спеціальні            | 1,28                  | 1,63 | 1,17              | 1,83 | 1                   | 0,85 |
| Легкові індивідуального користування     | 1,28                  | 1,62 | 1,17              | 1,78 | 1                   | 0,9  |

Для спеціальної вантажної техніки, яка працює переважно на місці або переміщується на незначні відстані, розрахунок викидів виконують не за фактичним пробігом, а за умовним еквівалентним пробігом. До такої техніки належать, наприклад, автокрани, бульдозери, навантажувачі та інші машини, робота яких пов'язана насамперед із виконанням технологічних операцій, а не з рухом на великі відстані.

У такому випадку фактичну роботу спеціальної машини переводять в еквівалентний пробіг аналогічного транспортного засобу з бензиновим або дизельним двигуном. Після цього масу шкідливих речовин визначають з

урахуванням питомої витрати палива на 1 км пробігу. Такий підхід дозволяє оцінити екологічний вплив спеціальної техніки навіть тоді, коли її фактичний пробіг є незначним.

Таблиця 5.4 – Питомі викиди для різних груп автомобілів на, г/км

| Група автомобілів                                                                                           | CO   | CH   | NO2 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|-----|
| Вантажні та спеціальні вантажні з бензиновими ДВЗ, які працюють на зрідженому нафтовому газі (пропан-бутан) | 55,3 | 12,0 | 6,8 |
| Вантажні та спеціальні вантажні дизельні                                                                    | 15,0 | 6,4  | 7,5 |
| Вантажні та спеціальні вантажні, які працюють на стиснутому природному газі                                 | 24,8 | 7,4  | 6,6 |
| Автобуси з бензиновими ДВЗ                                                                                  | 51,5 | 9,6  | 6,4 |
| Автобуси дизельні                                                                                           | 15,0 | 6,4  | 8,5 |
| Легкові службові та спеціальні                                                                              | 16,5 | 1,6  | 2,1 |
| Легкові індивідуального користування                                                                        | 16,1 | 1,6  | 2,1 |

Автомагістралі з інтенсивним рухом є суттєвим джерелом забруднення атмосферного повітря. За умов щільного транспортного потоку одночасно працює велика кількість двигунів внутрішнього згоряння, унаслідок чого в повітря надходять продукти згоряння палива, тверді частинки та інші шкідливі компоненти.

Для оцінювання таких викидів застосовують коефіцієнти токсичності, отримані на основі експериментальних досліджень та випробувальних їздових циклів. Вони дають змогу визначити масу шкідливих речовин  $M$ , кг, що утворюються під час спалювання певної кількості палива.

Такий підхід дозволяє оцінити екологічний вплив транспортного потоку на конкретній ділянці автомагістралі, порівняти рівень викидів із допустимими значеннями та обґрунтувати необхідність заходів для зменшення забруднення повітря. До таких заходів можуть належати оновлення рухомого складу, оптимізація режимів руху, зменшення заторів, використання менш токсичних

видів палива, а також упровадження гібридних та електричних транспортних засобів. [27; 28; 29]

$$M = K \cdot \sigma, \quad (5.4)$$

де  $\sigma$  – кількість спалюваного палива, кг;

$K'$  – коефіцієнт, який враховує тип ДВЗ (приймається за табл. 5.5).

Таблиця 5.5 – Значення коефіцієнтів  $K$  для визначення кількості шкідливих речовин при спалюванні 1 кг палива

| Тип двигуна   | Значення $K$ для |      |                 |
|---------------|------------------|------|-----------------|
|               | CO               | CH   | NO <sub>2</sub> |
| Карбюраторний | 0,6              | 0,1  | 0,04            |
| Дизельний     | 0,1              | 0,03 | 0,04            |

Для визначення кількості шкідливих речовин, що виділяються автомобільним транспортом на заданій ділянці автомагістралі, вводять такі розрахункові позначення:

$L$  – довжина досліджуваної ділянки автомагістралі, м;

$n$  – кількість автомобілів, які проходять через контрольний пункт на цій ділянці в обох напрямках протягом 1 хв;

$V$  – середня швидкість руху автомобілів, км/год або м/с;

$\Delta t$  – середній інтервал часу між автомобілями, с;

$\Delta l$  – середня відстань між центрами сусідніх автомобілів, м;

$N$  – кількість автомобілів, які одночасно перебувають на заданій ділянці автомагістралі;

$q$  – середня кількість палива, що спалюється одним автомобілем за розрахунковий період; значення приймається за довідковими даними, наведеними в таблиці 5.6.

Витрати палива  $q'$ , кг/с однією машиною за 1 с знаходимо за формулою:

$$q = \frac{q \cdot \rho \cdot 1000}{100000} V = 0,01q \cdot \rho \cdot V, \quad (5.6)$$

де  $\rho$  – питома густина палива, кг/л.

Тоді витрати палива  $\sigma$ , г/с, всіма машинами, які знаходяться на ділянці довжиною  $l$  будуть:

$$\sigma = \frac{l \cdot n \cdot q \cdot \rho}{6000}$$

Таблиця 5.6 – Витрати палива автотранспортом на 100 км пробігу

| Група автомобілів                                                           | Витрати $q$ на 100 км пробігу |              |         |
|-----------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|--------------|---------|
|                                                                             | бензин, л                     | дизпаливо, л | газ, м3 |
| Вантажні та спеціальні з бензиновими ДВЗ                                    | 27                            | -            | -       |
| Вантажні та спеціальні дизельні                                             | -                             | 33           | -       |
| Вантажні та спеціальні вантажні, які працюють на стиснутому природному газі | -                             | 7            | 37      |
| Вантажні та спеціальні вантажні газобалонні                                 | -                             | -            | 31      |
| Легкові службові та спеціальні                                              | 12                            | -            | -       |

Після визначення загальної кількості палива, спаленого транспортними засобами на заданій ділянці магістралі, можна обчислити сумарну масу шкідливих викидів. Отримані значення доцільно порівняти з допустимими рівнями для відповідної території. Якщо розрахункові викиди перевищують нормативні межі, необхідно оцінити можливість зниження інтенсивності руху, оновлення рухомого складу або впровадження менш емісійних силових установок. Всього викидів:  $M = 1,6$  т/рік.

## 5.2 Розрахунок обсягів шкідливих викидів гібридного автомобіля «Богдан А092»

Електромагнітне забруднення розглядається як один із екологічних чинників міського середовища. Його значення зростає разом із поширенням електронних пристроїв, транспортних систем і силових електричних компонентів. У транспорті джерелами електромагнітних полів можуть бути системи запалювання, силова електроніка, електродвигуни, перетворювачі струму та високовольтні ланцюги [18; 29; 30]

Вплив електромагнітного поля на організм людини залежить від інтенсивності випромінювання, тривалості дії, частоти, поляризації, а також співвідношення електричної та магнітної складових. За високих рівнів впливу можливі теплові ефекти, тоді як тривала дія слабких полів потребує окремого аналізу з позиції безпеки.

У сучасних дослідженнях особлива увага приділяється тривалому впливу слабких електромагнітних полів, оскільки його наслідки можуть мати відкладений або накопичувальний характер. Тому електромагнітна безпека транспортних засобів має враховуватися ще на етапі проєктування. [29; 30]

У традиційних автомобілях із двигуном внутрішнього згорання одним із джерел електромагнітного випромінювання є система запалювання, характерна для бензинових двигунів. Електромагнітне поле формується під час проходження струму у високовольтному контурі, який забезпечує утворення іскри на свічках запалювання.

У гібридних автомобілях структура джерел електромагнітного поля є складнішою. Поряд із ДВЗ у них працюють електродвигун, високовольтна акумуляторна батарея, інвертор, перетворювачі струму та електронні блоки керування. Кожен із цих елементів може формувати власний спектр електромагнітних завад.

Гібридний автомобіль поєднує ДВЗ та електричний привод, а його основна перевага полягає у зменшенні витрати палива і підвищенні енергоефективності. Це досягається завдяки автоматичному вибору режимів роботи силової установки, можливості руху на електротязі, тимчасовому вимкненню ДВЗ та рекуперації енергії під час гальмування.

Зі збільшенням кількості електричних і електронних компонентів розширюється частотний діапазон електромагнітних полів у транспортному засобі. У гібридних автомобілях він може охоплювати як низькі частоти, пов'язані з роботою електродвигунів і силових перетворювачів, так і вищі частоти, характерні для систем керування та комутації. [29; 30]

Отже, гібридні автомобілі мають очевидні переваги за паливною економічністю та рівнем викидів, однак потребують додаткового контролю електромагнітної безпеки. Під час їх проєктування необхідно оцінювати не лише енергетичну ефективність силової установки, а й рівні електромагнітних полів, електробезпеку та відповідність чинним стандартам. Розрахунок наведений у таблиці додатку кваліфікаційної роботи.

### **5.3 Висновок до розділу**

У розділі оцінено екологічні показники автобуса з традиційною та гібридною силовою установкою. Розглянуто основні складові відпрацьованих газів, зокрема оксид вуглецю, оксиди азоту, вуглеводні та тверді частинки, які

формують екологічне навантаження під час роботи транспортного засобу. Аналіз показав, що скорочення витрати палива прямо впливає на зменшення маси продуктів згоряння. Отже, гібридна силова установка є доцільною не лише з позиції економії палива, а й з погляду зменшення негативного впливу автобусного транспорту на міське середовище

Водночас для гібридних транспортних засобів необхідно враховувати ширший комплекс екологічних і технічних чинників: викиди ДВЗ, електромагнітну безпеку, надійність високовольтних компонентів, безпечність тягової батареї та відповідність вимогам до електрифікованих транспортних засобів.

Це підтверджує потребу в комплексному підході до проектування, випробування та подальшої експлуатації таких автобусів. Узагальнення виконано з позиції практичного застосування результатів для модернізації автобусів категорії M2.

## **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ**

У результаті виконаного дослідження встановлено, що застосування транспортної модульної платформи є перспективним напрямом розвитку сучасного автобусобудування. Такий підхід дає змогу уніфікувати основні конструктивні елементи, спростити процес виробництва, скоротити

тривалість ремонтних робіт і адаптувати транспортний засіб до використання різних типів силових установок.

Проведений аналіз тягово-швидкісних характеристик показав, що впровадження модульної платформи не призводить до суттєвого погіршення динамічних показників автобуса. Це свідчить про те, що запропоновані конструктивні зміни можуть бути реалізовані без значної втрати експлуатаційних властивостей транспортного засобу.

Окрему увагу в роботі приділено гібридному силовому агрегату. Його використання дозволяє підвищити паливну економічність автобуса, зменшити обсяг шкідливих викидів і покращити плавність руху. Це особливо важливо для міських автобусів, які працюють у режимі частих зупинок, розгонів і гальмувань.

Важливим результатом дослідження є покращення ремонтпридатності автобуса. Завдяки використанню модульної платформи час виконання ремонтних робіт скорочується на 20,5 %, що дозволяє зменшити простої транспортного засобу в ремонтному підрозділі. Для міських перевезень це має практичне значення, оскільки підвищує технічну готовність рухомого складу та сприяє стабільнішій роботі автобусів на маршрутах.

Аналіз досвіду європейських виробників підтверджує, що модульні платформи активно використовуються в сучасному транспортному виробництві. Вони дозволяють скоротити витрати на розробку нових моделей, пришвидшити запуск виробництва, уніфікувати основні вузли та гнучко адаптувати транспортні засоби до потреб ринку.

Отже, використання модульної платформи в поєднанні з гібридним силовим агрегатом можна вважати технічно обґрунтованим і доцільним рішенням для оновлення автобусного транспорту. Запропонований підхід сприяє підвищенню економічності, екологічності, ремонтпридатності та експлуатаційної ефективності автобуса.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Правила ЄЕК ООН №107. Єдині положення щодо офіційного затвердження транспортних засобів категорій M2 і M3 стосовно їх загальної конструкції. URL: <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-101-120>

2. Закон України «Про автомобільний транспорт» від 05.04.2001 № 2344-III. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2344-14#Text>

3. Державна служба статистики України. Транспорт України: статистична інформація. URL: <https://www.ukrstat.gov.ua/>
4. Дмитриченко М. Ф., Редзюк А. М., Безуглий А. О. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми та напрями розвитку. Автошляховик України. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект». URL: <https://journal.insat.org.ua/>
5. Богомолів В. О., Сахно В. П., Туренко А. М. Конструкція та експлуатаційні властивості автомобілів: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2017.
6. Сахно В. П., Біліченко В. В., Богомолів В. О. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник. Київ: Либідь, 2016.
7. Гутаревич Ю. Ф., Сахно В. П., Сіренко В. М. Теорія автомобіля: підручник. Київ: Арістей, 2015.
8. І.С. Мурований, І.О. Бузінський. Модульні транспортні платформи: аналіз конструкції та перспективи розвитку. Матеріали XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 20-22 жовтня 2025 року: збір-ник наукових праць [Електронний ресурс] С.315-318. ISBN 978-617-8163-71-6
9. Дембіцький В. М., Сітовський О. П. Застосування систем автоматичного гальмування на транспортних засобах з електричним приводом. Сучасні технології в машинобудування та транспорті : наук. журн. 2016. №1(5). С. 68–72.
10. Бузінський І. Аналіз конструкції транспортних модульних платформ. Матеріали 88-ї Міжнародної наукової конференції студентів ХНАДУ. Харків: ХНАДУ, 2026.
11. Дембіцький В. М., Павлюк В. І., Придюк В. М. Технічна експлуатація автомобілів: навчальний посібник. Луцьк: Луцький НТУ, 2018. 473 с. URL: [https://e-tk.lntu.edu.ua/pluginfile.php/10557/mod\\_resource/content/0/TEA%20%28лекції%29.pdf](https://e-tk.lntu.edu.ua/pluginfile.php/10557/mod_resource/content/0/TEA%20%28лекції%29.pdf)

12. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигиринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів: підручник: у 3 кн. Київ: Вища школа, 1994.

13. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: підручник. Київ: Вища школа, 2007. 527 с.

14. 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://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/d8bd87e8-4d8b-4a04-9169-c0cc30839b92/content>

15. Міщенко М. Т. Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту: дис. доктора філософії. Харків: НТУ «ХПІ», 2025. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/fcb482f3-df98-4991-b8d1-8c818cd4d67d/content>

16. Марченко А. П., Шпаковський В. В., Міщенко М. Т. Особливості експлуатації транспортних засобів з гібридними силовими установками. Вісник НТУ «ХПІ». Харків: НТУ «ХПІ», 2021. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/bitstreams/10077e9b-65a0-4101-a618-c3787c8f9e1b/download>

17. Смирнов О. П., Борисенко А. О., Марченко А. В. Розрахунок енергоємності тягових акумуляторних батарей для електричних транспортних засобів. Автомобільний транспорт. 2019. Вип. 45. С. 31–36. DOI: 10.30977/AT.2219-8342.2019.45.0.31. URL: <https://at.khadi.kharkov.ua/article/download/188757/188155/419758>

18. Смирнов О. П., Борисенко А. О. Поліпшення економічних і екологічних характеристик гібридних автомобілів. Автомобільний транспорт. 2019. Вип. 45. URL: <https://at.khadi.kharkov.ua/article/view/188755>

19. Автобус Богдан А092: технічні характеристики та експлуатаційні параметри. ДП «Автоскладальний завод №1» ПАТ «АК Богдан Моторс». URL: <https://bogdan.ua/>

20. Матейчик В. П., Волков В. П., Комов П. Б. Основи конструкції автомобіля: навчальний посібник. Київ: НТУ, 2016.
21. Грицук І. В., Волков В. П., Гречанюк М. С. Діагностування та моніторинг технічного стану транспортних засобів. Харків: ХНАДУ, 2020.
22. Подригало М. А., Коробко А. І., Байцур М. В. Динаміка автомобіля та методи розрахунку тягово-швидкісних властивостей. Харків: ХНАДУ, 2018.
23. Біліченко В. В., Крещенецький В. Л., Варчук В. В. Проектування підприємств автомобільного транспорту: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2019.
24. Чабанний В. Я. Ремонт автомобілів: навчальний посібник. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с. URL: [https://library.kr.ua/wp-content/elib/chabannyi/Chabannyi\\_Remont\\_avto\\_kn1.pdf](https://library.kr.ua/wp-content/elib/chabannyi/Chabannyi_Remont_avto_kn1.pdf)
25. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія автомобільного транспорту: навчальний посібник. Київ: Основа, 2015.
26. Грицук І. В., Волков В. П., Краснокутська З. І. Енергозбереження на автомобільному транспорті: навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2019.
27. Правила ЄЕК ООН №83. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин. URL: <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-61-80>
28. ДСТУ 4277:2004. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями. Київ: Держспоживстандарт України, 2004.
29. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Київ: Держспоживстандарт України, 2011.
30. ДСН 239-96. Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань. Київ: МОЗ України, 1996. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0239282-96>