МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
На правах рукопису

ТКАЧЕНКО ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ

УДК 629.4.016.2:629.331

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ РАЦІОНАЛЬНИМ ВИБОРОМ ПАРАМЕТРІВ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Спеціальність 274 –« Автомобільний транспорт»
Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____О.С. Ткаченко

Науковий керівник: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2024

АНОТАЦІЯ

Ткаченко О.С. **Покращення енергоефективності легкових автомобілів раціональним вибором параметрів моторно-трансмісійної установки. –** Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2024р.

Підвищення енергоефективності автомобілів є важливою науково-практичною і технічною задачею. Умови, які склалися сьогодні у світі вимагають від урядів багатьох країн прийняття заходів щодо зменшення витрат палива на автомобільному транспорті. Одним з таких заходів є зменшення максимальної швидкості руху автомобілів на магістральних автошляхах не за умови підвищення безпеки руху, а за умови зменшення витрат палива.

Уточнення методу розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля з урахуванням залежності коефіцієнта лобового аеродинамічного опору від швидкості, дозволяє зменшити потрібну потужність двигуна при забезпеченні потрібних показників динамічності машин. Удосконалення методики тягового розрахунку автомобіля потребує перегляду вибору передатних чисел головної передачі і коробки передач.

Дисертаційну роботу було виконано у межах індивідуального плану роботи аспіранта, робота виконувалася:

- відповідно до Постанови Національної Ради з питань безпеки життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997р. «Про відповідність вимог охорони праці машин, транспортних засобів, устаткування, які виготовляються в Україні»;
- «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядження кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 року № 2174-р.;

- згідно з планом виконання науково-дослідної роботи за державним замовленням № Д3/101-2022 від 25 жовтня 2022р. «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання», державна реєстр №01224200935.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є поліпшення експлуатаційних властивостей легкових автомобілів шляхом підвищення їхньої енергоефективності за рахунок раціонального вибору параметрів моторно-трансмісійної установки.

Для досягнення поставленої мети, необхідно виконати наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження можливості зниження потужності двигуна при збереженні рівня динамічних властивостей автомобіля;
- провести теоретичне дослідження підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зниженні потужності двигунів;
- провести експериментальні дослідження динамічних властивостей легкового автомобіля.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розвитку відомих методів вибору параметрів моторно-трансмісійних установок з урахуванням залежності від швидкості лобового коефіцієнта аеродинамічного опору. При цьому *вперше*:

- визначено передатне число коробки передач на нижній передачі, яка за умови реалізації максимального початкового прискорення при торканні автомобіля з місця повинно знаходитися у межах 4,183 – 5,074;
- проведено визначення запасу потужності на ведучих колесах, який формується в наслідок використання при розрахунках збільшеного постійного значення лобового коефіцієнта аеродинамічного опору (незалежного від швидкості);

- запропоновано метод раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна за рахунок зменшення запасу потужності при збереженні потрібних показників динамічних властивостей автомобіля.

Удосконалено метод вибору раціональних передатних чисел головної передачі і коробки передач в напрямку врахування зміни по швидкості лобового коефіцієнту аеродинамічного опору.

Отримали подальший розвиток закони управління ефективним крутним моментом і ефективною потужністю двигуна у напрямку забезпечення комфортабельності пасажирів і збереження вантажу при розгоні автомобіля.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці методики раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна і вибору передатних чисел головної передачі і коробки передач автомобіля, яка використовується в лабораторії швидкісних автомобілів ХНАДУ при розробці перспективних машин.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати досліджень, що винесені на захист, отримані автором самостійно. У спільних з іншими авторами роботах дисертантом використане наступне: у роботі [1] запропоновано метод раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна; у роботах [2, 3] запропоновано метод вибору параметрів моторно-трансмісійної установки при раціональному зменшенні максимальної ефективної потужності двигуна; в роботі [4, 5] визначено раціональні закони керування ефективним крутним моментом та потужністю двигуна за умови забезпечення комфортабельності; в роботах [6-13] запропоновано напрями підвищення енергоефективності за рахунок методів раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна.

Ключові слова: **енергоефективність автомобілів, максимально ефективна потужність двигуна, динамічні властивості, аеродинаміка автомобіля.0**

ABSTRACT

Tkachenko O.S. **Improvement of energy efficiency of passenger cars by rational choice of parameters of motor-transmission system -** Qualification scientific work on the rights of manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 274 "Automotive transport". – Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2024.

Improving the energy efficiency of cars is an important scientific, practical and technical task. The current global environment requires many governments to take measures to reduce fuel consumption in road transport. One of these measures is to reduce the maximum speed of vehicles on main roads, not to improve traffic safety, but to reduce fuel consumption.

Refinement of the method for calculating the aerodynamic drag of a car, taking into account the dependence of the coefficient of frontal aerodynamic drag on speed, allows to reduce the required engine power while ensuring the required indicators of the dynamism of cars. Improving the methodology of traction calculation of a car requires a revision of the choice of gear ratios of the main gear and gearbox.

The dissertation was carried out within the framework of the individual work plan of the graduate student, the work was carried out:

- In accordance with the Resolution of the National Council on the Safety of Human Life №. 3 of December 25, 1997 “On the compliance of labor protection requirements for machines, vehicles, equipment manufactured in Ukraine”;

- The Transport Strategy of Ukraine for the period up to 2020, approved by the Cabinet of Ministers of Ukraine on October 20, 2010, №. 2174-p;

- According to the plan of implementation of research work under the state order №. D3/101-2022 dated October 25, 2022. “Development of a prototype of an energy-efficient wheeled small-sized dual-use vehicle” №.01224200935.

Purpose and objectives of the study. The aim of the study is to improve the operational properties of passenger cars by increasing their energy efficiency through the rational choice of parameters of the engine-transmission system.

To achieve this goal, the following tasks are necessary:

- To conduct a theoretical study of the possibility of reducing engine power while maintaining the level of dynamic properties of the car;

- To conduct a theoretical study of improving the energy efficiency of cars with a rational reduction in engine power;

- To conduct experimental studies of the dynamic properties of a passenger car.

The scientific novelty of the results obtained is the development of known methods for selecting the parameters of motor-transmission systems, taking into account the dependence on the speed of the frontal coefficient of aerodynamic resistance. At the same time, for the first time:

- The gear ratio of the gearbox in the lower gear is determined, which, provided that the maximum initial acceleration is realized when the car is touched from a standstill, should be in the range of 4.183 - 5.074.

- Determination of the power reserve on the driving wheels, which is formed as a result of using an increased constant value of the aerodynamic frontal coefficient (independent of speed) in the calculations;

- For the first time, a method for rationally reducing the maximum effective engine power by reducing the power reserve while maintaining the required indicators of the vehicle's dynamic properties.

The method of selecting rational gear ratios of the main gear and gearbox was improved in the direction of taking into account the change in the speed of the frontal coefficient of aerodynamic drag.

The laws of controlling the effective torque and effective engine power were further developed in the direction of ensuring passenger comfort and cargo safety when accelerating the car.

The practical significance of the obtained results is to develop a methodology for rationally reducing the maximum effective engine power and selecting gear ratios of the main gear and gearbox of the car, which is used in the laboratory of high-speed cars of KhNAHU in the development of advanced cars.

Personal contribution of the applicant. The scientific results of the research submitted for defense were obtained by the author independently. In joint works with other authors, the dissertator used the following: in [1], a method for rationally reducing the maximum effective engine power is proposed; in [2, 3], a method for selecting the parameters of the motor-transmission system with a rational reduction in the maximum effective engine power is proposed; in [4, 5], rational laws for controlling effective torque and engine power are determined, provided that comfort is ensured; in [6-13], directions for improving energy efficiency are proposed by

Keywords: **energy efficiency of cars, maximum effective engine power, dynamic properties, car aerodynamics.**

ЗМІСТ

ВСТУП 11

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ОЦІНКИ І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКОЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ …….. 15

1.1 Показники і критерії енергоефективності автомобілів……. 15

1.2 Аналіз відомих методів вибору максимальної потужності двигунів …….. 18

1.3 Вплив вибору передатних чисел трансмісії на комфортабельність автомобіля при розгоні…….. 22

1.4 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження…… 25

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА ПРИ ЗБЕРЕЖЕННІ РІВНЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ…..… 27

2.1 Підвищення енергоефективності автомобілів удосконаленням методу вибору максимальної потужності двигуна…… 27

2.1.1. Визначення потрібної потужності двигуна з урахуванням заданої максимальної швидкості автомобіля…….. 27

2.1.2. Визначення потрібної потужності двигуна з урахуванням забезпечення динамічності автомобіля……..……..…… 31

2.2. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей автомобіля удосконаленням метода вибору параметрів моторно-трансмісійної установки……..……... 34

2.3 Оцінка динамічних властивостей за уточненим розрахунком аеродинаміки автомобіля…….. 43

2.3.1 Послідовність оцінки динамічних властивостей по часу розгону автомобіля до максимальної швидкості…….. 43

2.3.2 Оцінка динамічних властивостей легкових автомобілів при раціональному зниженні максимальної ефективної потужності двигуна…… 47
2.3.3 Визначення раціональних передатних відношень понижувальної та прискореної передач……. 55
2.4 Підвищення комфортабельності автомобіля при розгоні удосконаленням конструкції силової установки і методів керування... 59
2.4.1 Визначення максимальної потужності двигуна при проектному розрахунку автомобіля…….. 59
2.4.2 Визначення закону зміни ефективного крутного моменту двигуна за умовою забезпечення комфортабельності руху…… 59
2.5 Висновки за розділом 2…… 64
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ЗНИЖЕННІ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ... 66
3.1 Визначення взаємозв’язку між ступенем використання максимальної потужності двигуна і ефективною питомою витратою палива…… 66
3.2 Оцінка зниження витрати палива при раціональному зменшенні максимальної ефективної потужності двигуна…… 74
3.3 Висновки за розділом 3……... 75
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ 77
4.1 Програма-методика експериментального дослідження……..... 77
4.2 Оцінка похибок вимірювань ……. 85
4.3 Результати обробки вимірювальної інформації, отриманої в процесі експериментального дослідження……. 88
4.4 Висновки за розділом 4……... 92

ВИСНОВКИ…… 93
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ……. 95
ДОДАТКИ……. 104
ДОДАТОК А. Акти впровадження результатів роботи…… 104
ДОДАТОК В. Список опублікованих праць за темою дисертації……. 108

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Підвищення енергоефективності автомобілів є важливою науково-практичною і технічною задачею. Умови, які склалися сьогодні у світі , вимагають від урядів багатьох країн прийняття заходів щодо зменшення витрат палива на автомобільному транспорті. Одним з таких заходів є зменшення максимальної швидкості руху автомобілів на магістральних автошляхах не за умови підвищення безпеки руху, а за умови зменшення витрат палива.

Уточнення методу розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля з урахуванням залежності коефіцієнта лобового аеродинамічного опору від швидкості, дозволяє зменшити потрібну потужність двигуна при забезпеченні потрібних показників динамічності машин. Удосконалення методики тягового розрахунку автомобіля, потребує перегляду вибору передатних чисел головної передачі і коробки передач.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася:

- відповідно до Постанови Національної Ради з питань безпеки життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997р. «Про відповідність вимог охорони праці машин, транспортних засобів, устаткування, які виготовляються в Україні»;
- «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядження кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 року № 2174-р.;
- згідно з планом виконання науково-дослідної роботи за державним замовленням № Д3/101-2022 від 25 жовтня 2022р. «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання» держ. реєтр. №01224200935.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є поліпшення експлуатаційних властивостей легкових автомобілів шляхом підвищення

їхньої енергоефективності за рахунок раціонального вибору параметрів моторно-трансмісійної установки.

Для досягнення поставленої мети, необхідно виконати наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження можливості зниження потужності двигуна при збереженні рівня динамічних властивостей автомобіля;
- провести теоретичне дослідження підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зниженні потужності двигунів;
- провести експериментальні дослідження динамічних властивостей легкового автомобіля.

Об'єктом дослідження є динамічні процеси при розгоні легкового автомобіля.

Предметом дослідження є розробка методів раціонального зменшення потужності двигунів легкових автомобілів при збереженні показників динамічних властивостей.

Методи дослідження. У теоретичній частині дослідження використовувалися методи класичної механіки, аеродинамічні рівняння теорії автомобіля та математичні методи оптимізації. В експериментальній частині використовувалися методи парціальних прискорень та електричних вимірювань механічних величин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розвитку відомих методів вибору параметрів моторно-трансмісійних установок з урахуванням залежності від швидкості лобового коефіцієнта аеродинамічного опору. При цьому *вперше*:

- визначено передатне число коробки передач на нижчій передачі, яка за умови реалізації максимального початкового прискорення при торканні автомобіля з місця повинно знаходитися у межах 4,183 – 5,074.

- проведено визначення запасу потужності на ведучих колесах, який формується в наслідок використання при розрахунках збільшеного постійного значення лобового коефіцієнта аеродинамічного (незалежного від швидкості);
- запропоновано метод раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна за рахунок зменшення запасу потужності при збереженні потрібних показників динамічних властивостей автомобіля.

Удосконалено метод вибору раціональних передатних чисел головної передачі і коробки передач в напрямку врахування зміни за швидкістю лобового коефіцієнту аеродинамічного опору.

Отримали подальший розвиток закони управління ефективним крутним моментом і ефективною потужністю двигуна у напрямку забезпечення комфортабельності пасажирів і збереження вантажу при розгоні автомобіля.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці методики раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна і вибору передатних чисел головної передачі і коробки передач автомобіля, яка використовується в лабораторії швидкісних автомобілів ХНАДУ при розробці перспективних машин.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати досліджень, що винесені на захист, отримані автором самостійно. У спільних з іншими авторами роботах дисертантом використане наступне: у роботі [1] запропоновано метод раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна; у роботах [2, 3] запропоновано метод вибору параметрів моторно-трансмісійної установки при раціональному зменшенні максимальної ефективної потужності двигуна; в роботі [4, 5] визначено раціональні закони керування ефективним крутним моментом та потужністю двигуна за умови забезпечення комфортабельності; в роботах [6-13] запропоновано напрями підвищення енергоефективності за рахунок методів раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна.

Апробація результатів дисертації. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи були повідомлені на

необхідних міжнародних і всеукраїнських науково-технічних і науково-практичних конференціях: XVI, XVII, XVIII, XIX міжнародних наукових конференціях Харківського національного університету Повітряних Сил «Новітні технології для захисту повітряного простору», м. Харків 2020, 2021, 2022, 2023 рр.; Всеукраїнському науково-практичному семінарі «Підвищення якості продукції машинобудування та ремонтних підприємств» м. Харків, ХНАДУ, 2022р.; науково-технічної конференції «Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів», м. Харків, НАНГУ, 2022р.; «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я»; XIX Міжнародна практична конференція Micro CAD – 2022, м. Харків, НТУ «ХПІ», 2022р.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковано в 13 наукових працях, у тому числі: 4 статті у фахових виданнях, з яких 1 стаття у виданні, що зареєстровано у науково метричній базі SCOPUS, та 3 статті, що входять до фахових видань, які відповідають переліку МОН; 9 публікацій тез у збірниках доповідей на Всеукраїнських та міжнародних наукових, науково-технічних та науково-практичних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, змісту, вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 111 сторінок, 22 рисунків, 13 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ОЦІНКИ І ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКОЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Показники і критерії енергоефективності автомобілів

Енергоефективність автомобіля з двигуном внутрішнього згоряння визначається його тягово-швидкісними властивостями та паливною економічністю. Витрата палива напряму пов'язана з рівнем досконалості і технічним станом автомобіля та його елементів [14-18].

Питанням енергетичної ефективності автомобілів, економії палива та зниження токсичності відпрацьованих газів присвячено роботи [16-24,26-28,30-32]. Як відомо [23], паливна економічність автомобіля визначається такими показниками як годинна витрата палива Q_t (маса палива, що витрачається за одну годину роботи двигуна), питома витрата палива q_e (маса палива, яке витрачається за одну годину на одиницю потужності, яку виробляє двигун). Витрата палива Q_s в літрах на 100 км шляху, який пройдено (шляхова витрата палива) є основним показником паливної економічності автомобілів в більшості країн світу [23] і визначається наступними показниками:

- контрольна витрата палива (КВП);
- витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі;
- витрата палива в міському їздовому циклі на дорозі;
- паливна характеристика усталеного руху;
- паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі.

Вищезазначені показники не мають нормативних значень, та тому критеріями вони не є [23]. Вони можуть використовуватися при порівняльній оцінці технічного рівня і технічного стану автомобіля [23].

Оцінка енергетичної економічності автомобіля за витратою палива непридатна для електроавтомобілів, гібридних автомобілів і автомобілів з інерційними акумуляторами енергії. В роботах [24-28] запропоновані більш загальні показники та критерії – енергетичної економічності, які враховують витрати енергії, що приходяться на одиницю шляху, пройденого автомобілем.

Автор роботи [15] запропонував для оцінки енергетичної економічності автомобіля показник і критерій – зменшення запасу джерела енергії за час проходження ділянки шляху, яка вимірюється. Величина, що зворотна вказаній, представляє собою шлях, яких проходить автомобіль при витраті мірної кількості енергії, може являтися показником і критерієм енергоефективності автомобіля [15].

В роботі [15] запропоновано рівняння енергетичного балансу автомобіля

$$\Delta W_u = \frac{\int_0^{S_M} P_K \cdot dS}{\eta_e \cdot \eta_{mp}}, \qquad (1.1)$$

де ΔW_u - зміна запасу джерела енергії за час руху автомобіля на ділянці руху, яка вимірюється;

P_K - тягова сила на ведучих колесах автомобіля;

S - шлях, який пройшов автомобіль;

S_M - довжина ділянки руху, що вимірюється;

$\eta_e; \eta_{mp}$ - ефективний ККД двигуна і ККД трансмісії автомобіля.

Автори роботи [21] розрізняють існування рівномірного та усталеного руху.

Рівномірний рух – це рух з постійною миттєвою швидкістю V, а усталений рух – це рух з постійною середньою швидкістю $\overline{V}$. З точки зору авторів[21], це має принципіальне значення. Рівномірний рух при рівності сил , що рухають і сил опору руху в будь який момент часу не потребує додаткових витрат енергії. При встановленому русі автомобіля існує динамічна рівновага,

при якій різниця сил , що рухають і сил опору руху може бути додатною, дорівнювати нулю або від'ємною у різні моменту часу. В цьому випадку вектор швидкості автомобіля (як за величиною, так і за напрямом) здійснює коливання навколо свого середнього значення $\overline{V}$. При цьому відбуваються коливання рівня кінетичної енергії автомобіля і, відповідно, її втрати. В роботах [21,25] визначено взаємозв'язок між додатковими витратами енергії при встановленому русі та амплітудою коливань тягової сили і сили опору руху

$$\Delta W = \frac{A_{рк} + A_{рс}}{\pi} \overline{V} \cdot t = \frac{A_{рк} + A_{рс}}{\pi} S, \qquad (1.2)$$

де $A_{рк}; A_{рс}$ - амплітуди коливань при усталеному русі автомобіля тягової сили та сили опору , відповідно;

t - час;

π - число Піфагора, 3,1416.

В роботах [21,25-28] вказано, що зі збільшенням числа циліндрів ДВЗ додаткова витрата енергії ΔW при усталеному русі зменшується. При усталеному русі електромобілів та гібридних автомобілів додаткова витрата енергії двигуна менша, ніж у автомобілів з ДВЗ [15,21,25-28].

Енергетичній економічності та енергетичній ефективності автомобілів також присвячені праці [20,26,27,29]. Підвищенню енергоефективності автомобілів при виконанні маневру присвячені дослідження [17, 35]. Вказано, що наявність запасу потужності двигуна дозволяє підвищити маневреність автомобіля, а здатність до зберігання цього запасу забезпечує стабільність показників динамічних властивостей машини [17].

Автор дослідження [17] запропонував також енергетичний підхід до оцінки технічного стану автомобіля.

Таким чином, можна зробити висновок про те, що витрати енергії двигуна, що припадають на одиницю шляху який пройдено можуть бути показником та критерієм енергоефективності автомобіля.

1.2 Аналіз відомих методів вибору максимальної потужності двигунів

На теперішній час спостерігається зростання максимальних швидкостей руху та питомої потужності автомобілів. Збільшення запасу потужності двигунів дозволяє поліпшити динамічні властивості машин. Надмірне перевищення вказаного запасу міцності, поряд з відсутністю точних даних про режим пересування автомобілів пов’язано з застарілими методами оцінки аеродинамічних характеристик. Аналізу динамічних властивостей та їх взаємозв`язок з енергоефективністю автомобілів присвячено дослідження [29-48,49-57]. Функціональну стабільність динамічних властивостей автомобілів розглянуто в дослідженнях [15,18,21,24,25-28,49,50] .

Концепція проектування автомобіля системно представлено в роботі проф. В.П. Сахно [14]. В цій роботі відмічається, що динамічні властивості автомобіля формуються на етапі його проектування. Звертається увага на те, що протягом певного часу, під впливом зовнішніх та внутрішніх факторів, показники експлуатаційних властивостей автомобіля погіршуються [14]. Вочевидь, що вказану обставину необхідно враховувати при проектуванні. Але в роботі [14] відсутні рекомендації по обиранню потужності двигуна на етапах проектування та модернізації автомобіля.

В роботі [14] надано рекомендації щодо вибору раціональної кількості циліндрів, їх розташування при проектуванні легкових автомобілів. Вказано, що обирання питомої потужності двигуна пов’язано з частотою обертання колінчастого валу при максимальній потужності двигуна. Відмічається, що основним фактором від якого залежить ступінь форсування двигуна, є максимальна швидкість руху автомобіля [14]. Вказується на те, що вірність розрахунків динамічних властивостей автомобіля може бути підтверджена

статистичним аналізом характеристик автомобілів-аналогів. Питома потужність автомобіля запропонована в якості показника при проектуванні автомобіля та виборі потужності двигуна [14]. Оскільки з часом відбувається збільшення вказаного показника [30,31] то, приступаючи до проектування нового автомобіля або до модернізації автомобіля що випускається, необхідно проводити статистичний аналіз характеристик автомобілів-аналогів. В роботах [16, 17] запропоновано показник – рівень енергетичного навантаження, який, як показали результати статистичної обробки, не залежить від часу та має незначне розсіювання

$$Y_w = \frac{2N_{e\max}}{m_П V_{a\max}^2}, \quad \frac{кВт}{кДж}, \tag{1.3}$$

де $N_{e\max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна;

$m_П$ - повна маса автомобіля;

$V_{a\max}$ - максимальна конструктивна швидкість автомобіля.

Енергоефективність автомобіля в роботі [16] запропоновано оцінити величиною, що зворотна енергетичному навантаженню, тобто

$$Э_w = 1/Y_w, \quad \frac{кДж}{кВт}. \tag{1.4}$$

В інших роботах , при обиранні потужності двигуна, також використовують методику, в якій, в якості основних вихідних показників приймають максимальну швидкість руху або час розгону автомобіля з місця при перемиканні передач до швидкостей 60, 80 та 100 км/год. Оскільки максимальна швидкість руху автомобіля є функцією потужності двигуна та загального передатного числа трансмісії та вищій передачі, то обирання передатного числа трансмісії на вищій передачі треба пов’язувати як з потужністю двигуна, так і з зовнішнім опором руху. Відмічається, що за цим

питанням є багато думок. Одні автори вважають, що обирати загальне передатне число слід , базуючись на співвідношенні максимальної швидкості руху автомобіля на рівній ділянці шляху $V_{a\max}$ до швидкості $V_{a\,ном}$, яка відповідає номінальній частоті обертання колінчастого валу

$$C = V_{a\max} / V_{a\,ном}, \qquad (1.5)$$

Для легкових автомобілів з чотири ступеневими коробками передач у відомих роботах рекомендовано приймати $C = 1,00 - 1,05$.

Результати розрахунків, які наведено у відомих роботах, показують, що для легкового автомобіля з повною масою $m_П = 1170$ кг, необхідна потужність 45 к.с. (33 кВт) при максимальній швидкості $V_{a\max}$=130 км/год, а при максимальній швидкості $V_{a\max}$=140 км/год максимальна ефективна потужність двигуна повинна складати 50 к.с. (36,76 кВт). Таким чином, раніше склалася думка про те, що при модернізації автомобіля, збільшення максимальної конструктивної швидкості можливо тільки за рахунок збільшення максимальної ефективної потужності двигуна.

Визначення максимальної ефективної потужності двигунів вантажних автомобілів пропонується проводити використовуючи рівняння балансу потужності. В роботі [20] справедливо стверджується, що енергетична ефективність автомобіля багато в чому визначається його аеродинамічними характеристиками. Це значить, що в рівнянні балансу потужності автомобіля член, який містить витрати потужності на подолання аеродинамічного опору, є найбільш значущім за величиною. Однак, у відомій літературі [14,23] потужність, яка витрачається на подолання опору повітря, визначають при постійному коефіцієнті опору повітрю. Величина вказаного коефіцієнту традиційно визначається в аеродинамічній трубі при деякій постійній швидкості продування повітрям.

Використання постійного значення коефіцієнту C_x лобового аеродинамічного опору призводить до значного збільшення розрахункового значення потужності яка витрачається по відношенню до дійсних її витрат при великих швидкостях, та навпаки, до зменшення цих витрат в порівнянні з дійсними при малих швидкостях руху автомобіля [16]. В зазначеній роботі вказано, що для автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута», який має $m_П = 1190$ кг, C_x =0,375, $V_{a\max}$ =126 км/год, потужність N_w , що витрачається на подолання опору повітря, становить 17,245 кВт. При змінному коефіцієнті лобового аеродинамічного супротиву, який визначається залежністю [16]

$$C_{x\,\mathrm{var}} = A_w \cdot V_a^{-n}, \qquad (1.6)$$

потужність N_w =2,841 кВт (де A_w та n - коефіцієнти).

Таким чином, авторам робіт [16,29-32] вдалося довести, що врахування зміни коефіцієнта C_x в залежності від швидкості, дозволяє значно зменшити розрахункові значення витрат потужності N_w. Остання обставина дозволяє говорити про можливість зниження розрахункових значень максимальної ефективної потужності двигуна, розрахованою за заданою величиною максимальної конструктивної швидкості автомобіля.

В роботі [16] за результатами випробувань 9 моделей легкових автомобілів характер залежності (1.6) було підтверджено. Це дозволило автору дисертаційної роботи, яка розглядається показати [1], що забезпечення заданої максимальної швидкості автомобіля $V_{a\max}$ можливо при значно меншій максимальній ефективній потужності двигуна. Крім того, автор роботи [3] показав, що якщо можливість збільшення максимальної швидкості автомобіля за рахунок зменшення передатного числа трансмісії при збереженні попередньої потужності двигуна.

Проведений аналіз відомих досліджень показав, що зменшення розрахункових показників аеродинамічного опору дає можливість одержати

необхідну максимальну швидкість автомобіля при меншій величині максимальної ефективної потужності двигуна. Однак, при виборі потужності двигуна для автомобіля, що проектується, необхідно забезпечити не тільки необхідну максимальну швидкість, але й величину лінійних прискорень, які необхідні для руху в напруженому міському режимі.

1.3 Вплив вибору передатних чисел трансмісії на комфортабельність автомобіля при розгоні

При перевезенні пасажирів, а також при перевезенні крихких та цінних вантажів, велике значення має характер зміни прискорення автомобіля при розгоне. Характер зміни прискорень при русі характеризує комфортабельність автомобіля.

Для оцінки комфортабельності руху при розгоні і гальмуванні використовують показник – похідна прискорення за часом, яка отримала назву «ривок». При відсутності поштовху пасажир пристосовується до прискорення, напружуючи м’язи та підбираючи позу. При зміні прискорення змінюється і поза. Аналогічно, вантаж, до якого застосовано прискорення, деформується. Часта і швидка зміна прискорення означає часту та швидку деформацію, що може призвести до руйнування крихкого вантажу.

За для забезпечення комфортабельності пасажирів та збереження вантажу пропонується звести до мінімуму величини поштовху за рахунок раціонального вибору передатних чисел трансмісії на проміжних передачах та закону зміни обертального моменту двигуна. Застосування безступінчастих передач дозволяє вирішити поставлену задачу шляхом обирання раціонального закону зміни передатного числа трансмісії. Поява електромобілів та автомобілів з комбінованою електромеханічною трансмісією (гібридних автомобілів) дозволяє спростити рішення вказаних задач.

Питанню визначення раціональних значень передатних чисел трансмісії присвячені дослідження та публікації різних авторів [51-57]. В роботах відомих авторів визначено імовірність роботи автомобілів на різних передачах. Результати досліджень, які наведено у відомих роботах, інформують про раціональний вибір ряду передатних чисел трансмісії вантажних автомобілів та автобусів. Необхідність переглядання ряду передатних чисел трансмісії викликана перетворенням та модернізацією автомобілів в процесі експлуатації [51-57]. Впливу вибору значень передатних чисел трансмісії на паливну економічність автомобілів присвячені дослідження [51,57]. Раціональний вибір ряду передатних чисел трансмісії забезпечує найліпшу динаміку автомобіля, особливо при його прискоренні .

Найліпші показники прискорення автомобіля реалізуються при безступеневій зміні передатного числа трансмісії [46-48]. Поява електромобілів та автомобілів з комбінованою електромеханічною трансмісією (гібридних автомобілів) дає можливість реалізації безступеневої зміни передатного числа трансмісії [13, 49].

Відомі дослідження динаміки автомобіля [14,23] побудовані на традиційній методиці визначення сили аеродинамічного опору руху при постійному значенні коефіцієнта C_x лобового аеродинамічного опору. Наведена в роботі [16] залежність сили аеродинамічного опору від швидкості показує падіння вказаного коефіцієнта C_x зі зростанням швидкості V_a автомобіля. Залежність, яка запропонована в роботі [16] має наступний вигляд:

$$P_w = \frac{C_x}{2}\rho F V_a^2 = \frac{A_w}{2}\rho F V_a^{2-n}, \qquad (1.7)$$

де C_x - лобовий коефіцієнт аеродинамічного опору,

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \qquad (1.8)$$

A_w - коефіцієнт регресії, який отримано шляхом обробки експериментальних даних [16], $\left(\frac{м}{с}\right)^n$;

n - показник ступеня при швидкості автомобіля V_a, який отримано експериментальним шляхом;

ρ - щільність повітря, при нормальних умовах ρ=1,2754 кг/м^3;

F - площа лобового перетину(мідель) автомобіля.

За традиційною методикою проектування автомобіля максимальну ефективну потужність двигуна визначають за формулою

$$N_{e\max} = \frac{P_w \cdot V_{a\max} + P_{\psi_V} \cdot V_{a\max}}{\eta_{mp} \cdot \lambda_N}, \qquad (1.9)$$

де P_w - сила аеродинамічного опору, яка визначається за традиційною методикою при $C_x = const$;

$V_{a\max}$ - максимальна швидкість руху автомобіля, яка задається в технічному завданні на проектування;

P_{ψ_V} - сумарна сила дорожнього опору при повній масі $m_П$ та максимальній швидкості $V_{a\max}$ автомобіля.

$$P_{\psi_V} = m_П \cdot g\psi_V, \qquad (1.10)$$

де g - прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81\ м/с^2$;

ψ_V - сумарний коефіцієнт дорожнього опору при максимальній швидкості автомобіля,

$$\psi_V = f_V \pm i; \qquad (1.11)$$

f_V - коефіцієнт опору коченню при максимальній швидкості автомобіля;

i - поздовжній ухил дороги;

λ_N - коефіцієнт, що дорівнює відношенню ефективної потужності N_{ev} при максимальній швидкості автомобіля до максимальної ефективної потужності двигуна,

$$\lambda_N = \frac{N_{ev}}{N_{e\max}}; \tag{1.12}$$

η_{mp} - ККД трансмісії (враховує не тільки дисипативні втрати, а й втрати на розгін мас трансмісії що обертаються).

Передатне число трансмісії на вищій передачі визначається як

$$U_{mp_{ВШ}} = \frac{\omega_{\max} \cdot r_k}{V_{a\max}}, \tag{1.13}$$

де $\omega_{\max}$ - максимальна кутова швидкість двигуна;

r_∂ - динамічний радіус ведучих коліс.

Як вже відмічалось, визначення сили опору повітря здійснюється при постійному значенні коефіцієнта C_x, що значно перевищує його дійсні значення. Це призводить до того, що при максимальній швидкості автомобіля потужність двигуна не повністю використовується. Необхідно корегування методики визначення передатного числа трансмісії на вищій передачі. Одночасно потребує переглядання методика вибору передатного числа ряду проміжних передач з врахуванням підвищення комфортабельності руху автомобіля при прискоренні. При цьому важливим є визначення потенційних можливостей моторно-трансмісійних установок при використанні безступеневої зміни передатного числа трансмісії.

1.4 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження

Аналіз літературних джерел та результатів наукових досліджень відомих авторів дозволило зробити наступні висновки:

- енергетичний підхід до оцінки технічного рівня та технічного стану є перспективним при проектуванні та оцінці динамічних властивостей автомобіля;
- уточнення відомої залежності для визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору потребує переглядання підходу до вибору максимальної ефективної потужності двигуна на етапі проектування автомобіля;
- зміна методики вибору максимальної ефективної потужності двигуна повинно потягти за собою переглядання тягового розрахунку автомобіля в частці обирання передатних чисел трансмісії;
- уточнення розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля дозволяє, в порівнянні з традиційним методом, отримати запас потужності двигуна на максимальній швидкості руху; це викликає необхідність оцінки впливу запасу потужності двигуна, який утворився, на енергоефективність автомобіля.

Отримані результати дозволили сформулювати наступні задачі дослідження:

1. Провести теоретичне дослідження можливості зниження потужності двигуна при зберіганні рівня динамічних властивостей автомобіля.
2. Провести теоретичне дослідження підвищення енергоефективності автомобіля при раціональному зниженні потужності двигуна.
3. Провести експериментальні дослідження динамічних властивостей легкового автомобіля.

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА ПРИ ЗБЕРЕЖЕННІ РІВНЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Підвищення енергоефективності автомобілів удосконаленням методу вибору максимальної потужності двигуна

2.1.1. Визначення потрібної потужності двигуна з урахуванням заданої максимальної швидкості автомобіля . Уточнення розрахункової формули для визначення сили аеродинамічного опору, що представлені в роботі [16] дозволило автору дисертаційної роботи [3], що розглядається, показати зменшення ефективної потужності двигуна при русі з максимальною швидкістю. З врахуванням співвідношення (1.7) вирази для розрахунку сили аеродинамічного опору та потужності двигуна мають наступний вигляд:

$$P_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}; \tag{2.1}$$

$$N_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{3-n}, \tag{2.2}$$

де P_w - сила аеродинамічного опору руху автомобіля;

N_w - потужність сили опору повітря;

ρ - щільність повітря, при нормальних умовах ρ =1,2754 кг/м^3;

F - площа лобового опору (мідель) автомобіля;

V_a - поточне значення лінійної швидкості автомобіля ,м/с.

При традиційному підході залежності (2.1) та (2.2) мають вигляд

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2; \tag{2.3}$$

$$N_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^3 . \qquad (2.4)$$

Найбільші значення потужності N_w, яка витрачається на подолання сили аеродинамічного опору реалізується при максимальній швидкості автомобіля $V_{a\max}$. В цьому випадку вирази (2.2) та (2.4) матимуть вигляд

$$N_w^{''} = N_{w\max}^{''} = \frac{A_w}{2} \rho F V_{a\max}^{3-n} ; \qquad (2.5)$$

$$N_w^{'} = N_{w\max}^{'} = \frac{C_x}{2} \rho F V_{a\max}^{3} . \qquad (2.6)$$

На великих швидкостях руху автомобіля частка потужності двигуна, яка витрачається на подолання сили аеродинамічного опору, є переважною. В роботі [58] пропонується не вводити до рівняння балансу потужності в якості окремого члена потужність N_f, яка витрачається на подолання опору кочення коліс, а вважати її внутрішньою втратою в трансмісії автомобіля, яка врахована в коефіцієнті корисної дії колісного рушію. При умовно жорстких колесах миттєвий ККД останнього можна визначити як

$$\eta_K^{МИТ} = 1 - \frac{N_f}{N_K} , \qquad (2.7)$$

де N_K - потужність, яка підведена до ведучих коліс,

$$N_K = N_e \cdot \eta_{mp}^{МИТ} ; \qquad (2.8)$$

N_e - ефективна потужність двигуна, яка реалізується;

$\eta_{mp}^{МИТ}$ - миттєвий коефіцієнт корисної дії трансмісії;

N_f - потужність, яка витрачається на подолання сили опору кочення коліс,

$$N_f = m_a g f \cdot V_a; \tag{2.9}$$

m_a - маса автомобіля (при розрахунку тягово-швидкісних характеристик автомобіля приймається рівною повній масі m_a);

g - прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81\ м/с^2$;

f - коефіцієнт опору кочення.

Таким чином, з врахуванням думок, які представлені, рівняння балансу потужності при максимальній швидкості руху автомобіля прийме наступний вигляд:

- при розрахунку за традиційною методикою

$$N'_{e\max} \cdot \eta_{mp}^{МИТ} \cdot \eta_K^{МИТ} \cdot \lambda_{N_V} = \frac{C_x}{2} \rho F V_{a\max}^3; \tag{2.10}$$

- за уточненою методикою [3, 16]

$$N''_{e\max} \cdot \eta_{mp}^{МИТ} \cdot \eta_K^{МИТ} \cdot \lambda_{N_V} = \frac{A_w}{2} \rho F V_{a\max}^{3-n}, \tag{2.11}$$

де λ_{N_V} - відношення величини ефективної потужності двигуна N_{e_V}, що розвивається при $V_a = V_{a\max}$ до $N'_{e\max}$,

$$\lambda_{N_V} = \frac{N_{e_V}}{N_{e\max}}. \tag{2.12}$$

З рівняння (2.10) та (2.11) визначимо значення максимальної ефективної потужності, що потребується

$$N_{e\max}^{'} = \frac{C_x \rho F}{2 \cdot \eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT} \cdot \lambda_{N_V}} V_{a\max}^3 ; \qquad (2.13)$$

$$N_{e\max}^{''} = \frac{A_w \rho F}{2 \cdot \eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT} \cdot \lambda_{N_V}} V_{a\max}^{3-n} . \qquad (2.14)$$

На прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута», який має наступні параметри:

- повна маса - $m_{\Pi} = 1190$ кг;
- максимальна швидкість - $V_{a\max} = 147$ км/год (41 м/с);
- лобовий коефіцієнт аеродинамічного опору (дані заводу) - $C_z = 0{,}375$;
- коефіцієнти регресії в рівнянні (2.1) за результатами дослідження, що наведені в роботі [3] - $A_w = 3{,}837$, $n = 1{,}151$;
- міделя автомобіля - $F = 1{,}753$ м^2;
- щільність повітря - $\rho = 1{,}225$ кг/м^3,

визначаємо необхідну максимально ефективну потужність двигуна за традиційним та уточненим розрахунком сили аеродинамічного опору

$$N_{e\max}^{'} = \frac{0{,}375 \cdot 1{,}225 \cdot 1{,}753}{2 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85} \cdot 41^3 = 42677\ Вт = 42{,}677\ кВт ;$$

$$N_{e\max}^{''} = \frac{3{,}837 \cdot 1{,}225 \cdot 1{,}753}{2 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85} \cdot 41^{3-1{,}151} = 6079\ Вт = 6{,}079\ кВт .$$

При розрахунках приймалося: $\eta_{mp}^{MIT} = 0{,}85$; $\eta_K^{MIT} = 0{,}90$ та $\lambda_{N_V} = 0{,}85$. Як свідчить результат розрахунку за традиційною методикою необхідна

максимальна ефективна потужність двигуна близька за величиною дійсній величині $N_{e\max} = 45$ кВт двигуна автомобіля ЗАЗ-1103. Цей результат співпадає з даними, які отримані при $m_{П} = 1170$ кг; $V_{a\max} = 140$ км/год та $N_{e\max} = 36{,}76$ кВт). В роботі [3] запропоновано при запасі потужності двигуна, який маємо, збільшувати максимальну швидкість автомобіля за рахунок зменшення передатного числа трансмісії на передачі, що вища. Але йти за цим шляхом важко, оскільки збільшення максимальної конструктивної швидкості автомобіля потребує кардинальної переробки всіх агрегатів та систем автомобіля.

Використання уточненої методики розрахунку сили та потужності аеродинамічного опору дозволило показати значне зниження необхідної ефективної потужності двигуна (від $N'_{e\max} = 42{,}677$ кВт до $N''_{e\max} = 6{,}079$ кВт) автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута». Але методика розрахунку необхідної ефективної потужності двигуна на максимальній конструктивній швидкості автомобіля не збільшує показників динамічності автомобіля (необхідних величин прискорення) при русі в умовах міського транспортного потоку при відносно невеликих швидкостях. В роботі [56] відмічається, що на етапі проектування автомобіля потужність двигуна необхідно обирати з врахуванням статистичних даних про вплив прискорень, що виникають при русі в умовах міста.

2.1.2. Визначення потрібної потужності двигуна з урахуванням забезпечення динамічності автомобіля.

В роботах [49,50] представлені результати статистичної обробки параметрів динамічності ряду моделей легкових автомобілів. Отримані закони розподілу прискорень $\dot{V}_a$ і частки питомої потужності на колесах $V_a \cdot \dot{V}_a$, що витрачається на прискорення машини. Одержано опосередкований нормальний закон розподілу повздовжніх прискорень легкових автомобілів в міському режимі руху, який має вид [49,50]

$$f\left(\dot{V}_a\right)=\frac{55}{\sqrt{2\pi}\cdot 0,618}\exp\left[-\frac{\left(\dot{V}_a-0,448\right)^2}{2\cdot 0,618^2}\right],\frac{c^2}{м} \quad . \qquad (2.15)$$

Оцінка математичного очікування (середнього значення) поздовжнього прискорення легкового автомобіля в міських умовах складає $\overline{\dot{V}_a}$ = 0,448 м/с^2, а середнє квадратичне відхилення цієї величини – $\sigma_{\dot{V}_a}$ = 0,618 м/с^2. Визначено [49], наприклад, для автомобіля ЗАЗ-1103 максимальне прискорення в міських умовах може досягнути величини $\dot{V}_{a\max}$ = 3 м/с^2.

Нормальний закон розподілу добутку швидкості на прискорення автомобіля, отриманий також в роботі [49], має вигляд

$$f\left(\dot{V}_a\cdot V_a\right)=\frac{490}{\sqrt{2\pi}\cdot 8,98}\exp\left[-\frac{\left(V_a\cdot\dot{V}_a-6,84\right)^2}{2\cdot 8,98^2}\right],\frac{c^2}{м}. \qquad (2.16)$$

Оцінка математичного очікування в цьому випадку складає $(\overline{\dot{V}_a\cdot\dot{V}_a})$ = 6,84 м^2/с^3; а середнє квадратичне відхилення - $\sigma_{V\dot{V}}$ =8,98 м^2/с^3. Добуток $V_a\cdot\dot{V}$ швидкості на прискорення автомобіля являє собою частку питомої потужності на колесах, які використовуються для розгону. Максимальне значення вказаної величини для легкових автомобілів може досягати величини 30 м^2/с^3. В роботі [49] також визначено, що середня швидкість легкових автомобілів в місті складає 52,4 – 57,3 км/год і 70,6 – 75,4 км/год – за містом. Величина добутку $V_a\cdot\dot{V}$ для кожного автомобіля змінюється в залежності від швидкості та визначає необхідний запас потужності двигуна для його розгону.

На етапі проектування здійснювати вибір запасу потужності двигуна для створення прискорення автомобіля складно через відсутність даних о передатних числах трансмісії. Пропонується метод вибору потужності

двигуна на основі порівняння середньої потужності, які витрачаються на подолання аеродинамічного опору в діапазоні швидкостей руху від нуля до $V_{a\max}$, при традиційному та запропонованому уточненому розрахунку сили опору повітря.

Середня потужність, яка витрачається на подолання аеродинамічного опору при розгоні автомобіля з місця і до $V_{a\max}$, може бути визначена як

$$\overline{N_w} = \frac{\int_0^{V_{a\max}} N_w dV_a}{V_{a\max}}. \qquad (2.17)$$

Після підстановки виразів (2.2) та (2.4) до рівняння (2.17) і інтегрування , отримаємо

$$\overline{N'_w} = \frac{C_x \rho F}{8} V_{a\max}^3; \qquad (2.18)$$

$$\overline{N''_w} = \frac{A_w \rho F}{2(4-n)} V_{a\max}^{3-n}. \qquad (2.19)$$

З умови отримання рівної потужності двигуна, яка витрачається на прискорення, при традиційному і запропонованому методах розрахунків сили аеродинамічного опору, отримаємо

$$N'_{e\max} - \frac{\overline{N'_w}}{\eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT} \cdot \lambda_N} = N''_{e\max} - \frac{\overline{N''_w}}{\eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT} \cdot \lambda_N}. \qquad (2.20)$$

З рівняння (2.20) визначимо

$$N''_{e\max} = N'_{e\max} - \frac{\overline{N'_w} - \overline{N''_w}}{\eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT} \cdot \lambda_N}. \qquad (2.21)$$

Після підстановки (2.18) та (2.19) до (2.21)

$$N''_{e\max} = N'_{e\max} - \frac{C_x \rho F}{8} \cdot V^3_{a\max} \frac{1 - \frac{A_w}{C_x(1-0,25n)} V^{-n}_{a\max}}{\eta^{МИТ}_{mp} \cdot \eta^{МИТ}_{K} \cdot \lambda_N}. \qquad (2.22)$$

Для автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» при $N'_{e\max}$=45 кВт та уточненому розрахунку сили аеродинамічного опору за формулою (2.5) необхідна максимальна ефективна потужність двигуна дорівнює $N''_{e\max}$=36,461 кВт. Зниження необхідної максимальної ефективної потужності дорівнює $\Delta N_{e\max}$ =8,538 кВт, що складає 19 %.

Таким чином, використання уточненої формули (2.15) для розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля дозволяє на стадії проектування на 19-20% знизити значення максимальної ефективної потужності двигуна, що потребується. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- використання уточненої формули розрахунку сили та потужності аеродинамічного опору дозволило показати значне зниження необхідної ефективної потужності двигуна; на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» показано зниження зазначеної потужності від 42,677 кВт до 6,079 кВт;
- при визначенні максимальної ефективної потужності двигуна з врахуванням запасу на забезпечення необхідних динамічних властивостей вказане зниження складає 19-20 % (на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута»).

2.2. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей автомобіля удосконаленням методу вибору параметрів моторно-трансмісійної установки

Тягово-швидкісні властивості формуються на стадії проектування автомобіля. В основу проведення традиційного розрахунку тягово-швидкісних характеристик автомобіля покладається визначення сили

аеродинамічного опору руху при постійному коефіцієнті лобового аеродинамічного опору. Це призводить до значних похибок, особливо при визначенні максимальної конструктивної швидкості машини та необхідної максимальної ефективної потужності двигуна.

Аеродинамічний опір руху автомобіля визначається лобовим коефіцієнтом вказаного опору C_x, щільністю повітряного середовища ρ, площею лобового перерізу (міделем) F та швидкістю руху автомобіля V_a. В розділі роботи [16], яка присвячена експериментальній аеродинаміці, визначається, що в діапазоні швидкостей руху автомобілів від 20 м/с до 80 м/с, приймаючи закон квадратів при оцінці сили супротиву повітря, слід змінювати коефіцієнт C_x в залежності від швидкості V_a.

Однак, в традиційних розрахунках аеродинамічної сили приймають $C_x = const$, що призводить до отримання занижених значень при малих швидкостях руху та завищених – при високих. Розрахунок аеродинамічної сили здійснюють за відомою формулою

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 . \qquad (2.23)$$

Проведені в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті дослідження [16] дозволили запропонувати емпіричну формулу, яка пов’язує між собою величини V_a та C_x. Ця залежність має наступний вигляд:

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}, \qquad (2.24)$$

де n – показник ступеня;

A_w - коефіцієнт регресії, який чисельно рівний коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при V_a=1 м/с, а розмірність вказаного коефіцієнта - (м/с)^n.

Після підстановки (2.24) до (2.23), отримаємо

$$P_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n} . \qquad (2.25)$$

В роботі [50] визначено, що при розрахунку за формулою (2.23) сила F_w для автомобіля ЗАЗ – 1103 «Славута» в шість разів вища, ніж при розрахунках за формулою (2.25) (при швидкості автомобіля V_a=126 км/год). Це означає, що і витрати потужності двигуна при русі на швидкості V_a=126 км/год будуть в шість разів менші. Остання обставина дозволяє запропонувати гіпотезу про те, що при існуючій методиці проектування максимальна швидкість автомобіля обмежується не аеродинамічним опором, а максимальною кутовою швидкістю валу двигуна та передатним числом трансмісії на найвищій передачі. І тут можливі два шляхи поліпшення динамічних властивостей та енергоефективності автомобіля при його модернізації:

- підвищення максимальної конструктивної швидкості автомобіля за рахунок зниження передатного відношення трансмісії на вищій передачі;
- зниження максимальної ефективної потужності двигуна при збереженні початкового передатного відношення трансмісії на вищій передачі.

При проектуванні автомобіля з врахуванням удосконаленого розрахунку аеродинамічного опору необхідно вибір максимальної ефективної потужності здійснювати за допомогою наступної формули:

$$N_{e\max} = \left[m_П g \psi_V V_{a\max} + \frac{A_w}{2} \rho F V_{a\max}^{3-n} \right] / (\lambda_{N_V} \eta_{mp}) , \qquad (2.26)$$

де g - прискорення вільного падіння, g =9,81 м/с^2;

$m_П$ - повна маса автомобіля;

ψ_V - сумарний коефіцієнт дорожнього опору при максимальній швидкості автомобіля;

$V_{a\max}$ - максимальна розрахункова швидкість руху автомобіля, м/с;

λ_{N_V} - коефіцієнт, що дорівнює відношенню ефективної потужності $N_{V_{\max}}$ при максимальній швидкості автомобіля $V_{a\max}$ до максимальної ефективної потужності двигуна;

η_{mp} - ККД трансмісії.

Рівняння (2.26) представимо у вигляді

$$N_{e\max}\lambda_{N_V}\eta_{mp} - m_П g f_V V_{a\max} = \frac{A_w}{2}\rho F V_{a\max}^{3-n} \qquad (2.27)$$

або

$$N_{e\max}\lambda_{N_V}\left(\eta_{mp} - \frac{m_П g f_V V_{a\max}}{N_{e\max}}\right) = \frac{A_w}{2}\rho F V_{a\max}^{3-n}, \qquad (2.28)$$

де f_V - коефіцієнт опору коченню коліс при максимальній швидкості руху.

У рівнянні (2.28) виділимо коефіцієнт втрат на подолання опору коченню коліс

$$\xi_f = \frac{m_П \cdot g \cdot f_V \cdot V_{a\max}}{\lambda_{N_V} \cdot N_{e\max}} = 1 - \eta_f, \qquad (2.29)$$

де η_f - коефіцієнт корисної дії колісного рушію.

Вираз (2.28) з врахуванням (2.29) прийме наступний вигляд:

$$N_{e\max}\lambda_N\left(\eta_{mp}+\eta_f-1\right)=\frac{A_w}{2}\rho F V_{a\max}^{3-n}. \qquad (2.30)$$

При заданих параметрах $N_{e\max}$ та λ_N визначимо максимальну конструктивну швидкість автомобіля, яка визначається, максимальним аеродинамічним опором руху

$$V_{a\max}=\sqrt[3-n]{\frac{2N_{e\max}\lambda_{N_V}\left(\eta_{mp}+\eta_f-1\right)}{A_w\cdot\rho\cdot F}}. \qquad (2.31)$$

Необхідна кількість передач в трансмісії визначається діапазоном зміни кутової швидкості ω_e валу двигуна від $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$. Якщо лінійна швидкість автомобіля V_a змінюється в діапазоні від $V_{a\min}$ до $V_{a\max}$, то необхідна кількість передач трансмісії може бути знайдено з умови

$$V_{a\max}-V_{a\min}=r_K\left(\omega_{\max}-\omega_{\min}\right)\sum_{i=1}^{K}\frac{1}{u_{mp_i}}, \qquad (2.32)$$

де r_K - кінематичний радіус колеса.

У виразі (2.32)

$$\sum_{i=1}^{K}\frac{1}{u_{mp_i}}=\sum_{i=1}^{K}\left(\frac{1}{u_{mp_I}}+\frac{1}{u_{mp_{II}}}+\ldots+\frac{1}{u_{mp_i}}+\ldots+\frac{1}{u_{mp_K}}\right)= \\ =\frac{1}{u_{mp_I}}\sum_{i=1}^{K}\left(1+q_u+{q_u}^2+\ldots+{q_u}^i+\ldots+{q_u}^{K-1}\right), \qquad (2.33)$$

де $u_{mp_I}; u_{mp_{II}}; \ldots; u_{mp_i}; u_{mp_K}$ - передатні числа трансмісії на І-ої (нижчій), ІІ- ої; і-ої та к-ої (вищій) передачах;

q_u - знаменник геометричної прогресії зміни передатних чисел трансмісії,

$$q_u = \frac{u_{mp_{i+1}}}{u_{mp_i}}. \qquad (2.34)$$

Сума членів зростаючої геометричної прогресії

$$S_n = \sum_{i=1}^{K} \frac{1}{u_{mp_i}} = \frac{1}{u_{mp_I}} \sum_{i=1}^{K} \left(1 + q_u + {q_u}^2 + \ldots + {q_u}^i + \ldots + {q_u}^{K-1}\right) = \frac{1}{u_{mp_I}} \frac{{q_u}^K - 1}{q_u - 1}. \qquad (2.35)$$

Вираз (2.32) з врахування (2.35) трансформується до вигляду

$$\frac{V_{a\max} - V_{a\min}}{\left(\omega_{\max} - \omega_{\min}\right) r_K} = \frac{q_u^K - 1}{u_{mp_I}\left(q_u - 1\right)}. \qquad (2.36)$$

Знаменник q_u геометричної прогресії зміни передатних чисел трансмісії знаходимо з умови

$$\frac{\omega_{\max} \cdot r_K}{u_{mp_i}} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_K}{u_{mp_{i+1}}}. \qquad (2.37)$$

Звідки знаходимо

$$q_u = \frac{u_{mp_i}}{u_{mp_{i+1}}} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}. \qquad (2.38)$$

Рівняння (2.36) з врахуванням (2.38) матиме вигляд

$$\frac{(V_{a\max}-V_{a\min})u_{mp_1}}{(\omega_{\max}-\omega_{\min})r_K}=\frac{\left(\frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}\right)^K-1}{\frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}-1}, \qquad (2.39)$$

З виразу (2.39), після його логарифмування, визначимо необхідну кількість передач

$$K=\frac{\ln\left|1+\frac{(V_{a\max}-V_{a\min}}{\omega_{\min}r_K}u_{mp_1}\right|}{\ln\left|\frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}\right|}. \qquad (2.40)$$

Передатне відношення трансмісії на вищій передачі знаходимо з наступного виразу

$$u_{mpB}=\frac{\omega_{\max}r_K}{V_{a\max}}. \qquad (2.41)$$

Вибір передатних чисел трансмісії на нижчої та проміжних передачах пропонується обирати за заданими величинами прискорення при рушанні з місця та розгоні автомобіля.

Передатне число трансмісії на самій нижчій передачі знаходимо за допомогою індексу динамічності [15]. Індекс динамічності автомобіля являє собою співвідношення максимального прискорення автомобіля, що розглядається, при рушанні з місця до аналогічного параметру найбільш динамічного автомобіля (автомобіля-лідера) [15]. Крім того, в роботі [15] для оцінки технічного рівня галузі (автомобілебудування) пропонується індекс динамічності автомобіля-лідера

$$q_{лід}=\frac{\left(\dot{V}_0\right)_{\max}}{\varphi\cdot g}, \qquad (2.42)$$

де $\left(\dot{V}_0\right)_{\max}$ - максимальне прискорення автомобіля-лідера при рушанні з місця на самій низький передачі;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

g - прискорення вільного падіння, g =9,81 м/с^2.

Ступінь досягнення автомобілем, що розглядається, граничних динамічних властивостей може бути оцінена показником - ступень досягнення граничного лінійного прискорення [15].

$$q_{ПД} = q_i \cdot q_{лід} \ , \tag{2.43}$$

де q_i - індекс динамічності і-го автомобіля,

$$q_i = \frac{\dot{V}_{0_i}}{\left(\dot{V}_0\right)_{\max}}; \tag{2.44}$$

$\dot{V}_{0_i}$ - початкове прискорення автомобіля, що розглядається при рушанні з місця (максимальне для вказаного автомобіля) [15].

Рівняння динаміки автомобіля

$$m_П \cdot \dot{V}_a = P_K \cdot \eta_f - \frac{A_w}{2} g F V_a^{2-n}, \tag{2.45}$$

де P_K - тягова сила на колесах.

При рушанні з місця на нижчої передачі

$$P_{K_H} = \frac{M_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot u_{mp_H}}{r_\partial}, \qquad (2.46)$$

де u_{mp_H} - передатне число трансмісії на нижчій передачі;

r_∂ - динамічний радіус колеса.

З рівняння (2.45) знаходимо лінійне прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{P_K \cdot \eta_f}{m_П} - \frac{A_w}{2m_П} gFV_a^{2-n}. \qquad (2.47)$$

В момент рушання автомобіля з місця V_a=0. Дорівнюючі праві частки рівнянь (2.47) та (2.43), отримаємо при V_a=0 та врахуванні співвідношення (2.46)

$$\frac{M_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_f \cdot u_{mp_H}}{m_П \cdot r_\partial} = q_{ПД} \cdot \varphi \cdot g. \qquad (2.48)$$

Звідки знаходимо

$$u_{mp_H} = \frac{q_{ПД} \cdot \varphi \cdot g \cdot m_П \cdot r_\partial}{M_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_f}. \qquad (2.49)$$

Після підстановки виразу (2.31) до рівняння (2.41) і перетворення, отримаємо

$$u_{mpB} = \frac{\omega_{\max} \cdot r_K}{\sqrt[3-n]{\frac{2N_{e\max}\lambda_{N_V}\left(\eta_{mp} + \eta_f - 1\right)}{A_w \cdot \rho \cdot F}}}. \qquad (2.50)$$

Приймаючи, що значення передавальних чисел, утворюють геометричний ряд з постійними значеннями q_u. Останній можна визначити за формулою

$$q_u = \sqrt[K-1]{\frac{u_{mp_H}}{u_{mp_B}}}. \qquad (2.51)$$

Після підстановки виразів (2.49) та (2.50) до рівняння (2.51) отримаємо

$$q_u = \sqrt[K-1]{\frac{q_{ПД} \cdot \varphi \cdot g \cdot m_П \cdot r_\partial / r_K}{M_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_f \cdot \omega_{\max}}} \sqrt[3-n]{\frac{A_w \cdot \rho \cdot F}{2N_{e\max} \lambda_{N_V} \left(\eta_{mp} + \eta_f - 1\right)}}. \qquad (2.52)$$

Результат, який отримано за формулою (2.52) можна порівняти з результатом отриманим за формулою (2.46).

В результаті проведеного дослідження вдосконалено метод вибору на стадії проектування параметрів моторно-трансмісійної установки автомобіля. При цьому уточнені методики вибору:

- максимальної конструктивної швидкості автомобіля;
- передатних чисел трансмісії.

2.3 Оцінка динамічних властивостей за уточненим розрахунком аеродинаміки автомобіля

2.3.1 Послідовність оцінки динамічних властивостей по часу розгону автомобіля до максимальної швидкості. Час розгону з місця і до максимальної швидкості є показником динамічних властивостей автомобіля. Вказаний час може бути визначено з рівняння динаміки поступального руху автомобіля

$$m_П \frac{dV_a}{dt} = P_K - m_П \cdot g \cdot f - P_w, \qquad (2.53)$$

де $m_П$ - повна маса автомобіля;

t - час;

P_K - тяглова сила на ведучих колесах автомобіля;

g - прискорення вільного падіння, g =9,81 м/с^2;

f - коефіцієнт опору коченню коліс.

P_w - сила аеродинамічного опору.

При існуючому (класичному) підході розрахункова формула для визначення сили аеродинамічного опору має вигляд (2.3).

В роботі [16], на підставі обробки результатів експериментальних досліджень методом вибігу автомобіля з використанням лінійних акселерометрів, отримано уточнену залежність (2.54) для сили аеродинамічного опору

$$P_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \qquad (2.54)$$

де A_w - коефіцієнт регресії, (м/с)^n, який чисельно дорівнює коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при V_a = 1м/с;

n - показник ступеня (коефіцієнт регресії), який залежить від типу автомобіля та форми його кузову.

Після підставлення (2.54) до (2.53) та перетворення останнього відносно лінійного прискорення автомобіля, отримаємо

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{P_K}{m_П} gf - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^2 . \qquad (2.55)$$

Тяглова сила автомобіля може бути визначена

$$P_K = \frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_\partial}. \qquad (2.56)$$

де M_e - ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння;

u_{mp} - передатне число трансмісії;

η_{mp} - ККД трансмісії;

r_∂ - динамічний радіус колеса.

Ефективний крутний момент двигуна можна визначити за допомогою формули С.Р. Лейдермана [23]

$$M_e = \frac{N_{e\max}}{\omega_e}\left(a\frac{\omega_e}{\omega_N} + b\frac{\omega_e^{\,2}}{\omega_N^{\,2}} + c\frac{\omega_e^{\,3}}{\omega_N^{\,3}}\right), \qquad (2.57)$$

де $N_{e\max}$ - максимальна ефективна потужність двигуна;

ω_N - кутова швидкість валу ДВЗ при $N_e = N_{e\max}$;

ω_e - кутова швидкість валу двигуна;

a, b, c - емпіричні коефіцієнти, які залежать від способу утворення суміші в двигуні [23].

Після підставлення виразу (2.57) до (2.56), а останнього до (2.55), отримаємо

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \cdot \frac{u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{\zeta_\partial \cdot m_\Pi}\left(a + b\frac{\omega_e}{\omega_N} - c\frac{\omega_e^{\,2}}{\omega_N^{\,2}}\right) - gf - \frac{A_w}{2}\rho F V_a^{2-n}. \qquad (2.58)$$

Враховуючи, що

$$\omega_e = \frac{V_a \cdot u_{mp}}{r_K}, \qquad (2.59)$$

перетворимо (2.58) до вигляду

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \cdot \frac{u_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot a}{r_\partial \cdot m_\Pi} - gf + \frac{N_{e\max}}{\omega_N^{\,2}} \cdot \frac{u_{mp}^{\,2} \cdot \eta_{mp} \cdot b}{r_\partial \cdot r_K \cdot m_\Pi} V_a -$$
$$- \frac{N_{e\max}}{\omega_N^{\,3}} \frac{u_{mp}^{\,3} \cdot \eta_{mp} \cdot c}{r_\partial \cdot r_K^{\,2} \cdot m_\Pi} V_a^{\,2} - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n} = \quad , \qquad (2.60)$$
$$= A + BV_a - C_1 V_a^{\,2} - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}$$

де A, B, C_1 - коефіцієнти;

$$A = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \cdot \frac{u_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot a}{r_\partial \cdot m_\Pi} - gf \; ; \qquad (2.61)$$

$$B = \frac{N_{e\max}}{\omega_N^{\,2}} \cdot \frac{u_{mp}^{\,2} \cdot \eta_{mp} \cdot b}{r_\partial \cdot r_K \cdot m_\Pi} \; ; \qquad (2.62)$$

$$C_1 = \frac{N_{e\max}}{\omega_N^{\,3}} \cdot \frac{u_{mp}^{\,3} \cdot \eta_{mp} \cdot c}{r_\partial \cdot r_K^{\,2} \cdot m_\Pi} \, . \qquad (2.63)$$

Диференційне рівняння (2.60) є рівнянням зі змінними, що розділяються і яке можна перетворити до вигляду (для і-тої передачі трансмісії)

$$\frac{dV_a}{A_i + B_i V_a - C_{1_i} V_a^{\,2} - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}} = dt \, , \qquad (2.64)$$

Рішення рівняння (2.64) можна представити у вигляді

$$t_{p_i} = C_{2_i} + \int_{V_{1_i}}^{V_{2_i}} \frac{dV_a}{A_i + B_i V_a - C_{1_i} V_a^{\,2} - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}} \, , \qquad (2.65)$$

де C_{2_i} - постійна інтегрування, яка визначається з граничних умов при і-тій передачі;

$V_{1_i}; V_{2_i}$ - граничні значення лінійної швидкості автомобіля на і-тій передачі.

$$V_{1_i} = \omega_{\min} \cdot r_K / u_{mp_i}, \tag{2.66}$$

$$V_{2_i} = \omega_{\max} \cdot r_K / u_{mp_i}, \tag{2.67}$$

де u_{mp_i} - передатне число трансмісії на і-тій передачі;

t_{p_i} - час розгону автомобіля від V_{1_i} до V_{2_i} на і-тій передачі.

При прискоренні автомобіля на всіх передачах (від найнижчої до найвищої) час розгону до максимальної швидкості $V_{a\max}$ буде дорівнювати

$$t_{pv_{\max}} = \sum_{i=1}^{K} t_i = \sum_{i=1}^{K} C_{2_i} + \sum_{i=1}^{K} \int_{V_{1_i}}^{V_{2_i}} \frac{dV_a}{A_i + B_i V_a - C_i V_a^{\,2} - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}}. \tag{2.68}$$

де K - число передач в трансмісії.

Таким чином, в результаті проведеного дослідження визначено алгоритм оцінки динамічних властивостей автомобіля за часом прискорення до максимальної швидкості при уточненні розрахунку аеродинамічної сили опору руху.

2.3.2 Оцінка динамічних властивостей легкових автомобілів при раціональному зниженні максимальної ефективної потужності двигуна. Оцінку динамічних властивостей при раціональному зниженні максимальної ефективної потужності двигуна проведемо на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута».

Проведемо оцінку динамічних властивостей вказаного автомобілю за величинами прискорень в процесі розгону.

З рівнянь (2.13) та (2.14) визначаємо максимальну швидкість руху автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» при максимальній ефективній потужності двигуна, яка відповідно дорівнює $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\ кВт$ та $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\ кВт$

$$V_{a\max}^{'} = \sqrt[3]{\frac{N_{e\max}^{'} \cdot 2 \cdot \eta_{mp}^{МІТ} \cdot \eta_{K}^{МІТ} \cdot \lambda_{N_V}}{C_x \rho F}}, \qquad (2.69)$$

$$V_{a\max}^{''} = \sqrt[3-n]{\frac{N_{e\max}^{''} \cdot 2 \cdot \eta_{mp}^{МІТ} \cdot \eta_{K}^{МІТ} \cdot \lambda_{N_V}}{A_w \rho F}}. \qquad (2.70)$$

Після підставлення початкових даних, яві використовуються при розрахунках за формулами (2.13) та (2.14) визначаємо $V_{a\max}^{'} = 44,05\ м/с = 158,59\ км/год$; $V_{a\max}^{''} = 108\ м/с = 389\ км/год$. Таким чином, нами раніше показано, що при використанні визначеної формули аеродинамічного опору з'являється можливість розгону автомобіля до максимальної швидкості $V_{a\max}^{''} = 389\ км/год$. Однак, серійний автомобіль не розраховано на таку велику швидкість руху та реалізувати її на дорогах загального користування неможливо. Тому, з умови отримання $V_{a\max}^{''} = 160\ км/год$, було запропоновано провести раціональне зниження максимальної ефективної потужності двигуна від $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\ кВт$ до $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\ кВт$.

На рис. 2.1 наведені зовнішні швидкісні характеристики двигунів при $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\ кВт$ та $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\ кВт$, розраховані за формулою С.Р. Лейдермана [23]

$$N_e = N_{e\max}\left[\frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3\right], \qquad (2.71)$$

де ω_N - кутова швидкість колінчастого валу двигуна при максимальній потужності $\omega_N = 335\,c^{-1}$ для двох варіантів.

Ефективний крутний момент двигуна

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}. \qquad (2.72)$$

При побудові зовнішніх швидкісних характеристик двигуна приймалося: $\omega_{e\min} = 100\,c^{-1}$ та $\omega_{e\max} = 450\,c^{-1}$.

В таблиці 2.1 наведено результати розрахунку зовнішніх швидкісних характеристик двигунів при $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\,кВт$ та $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\,кВт$.

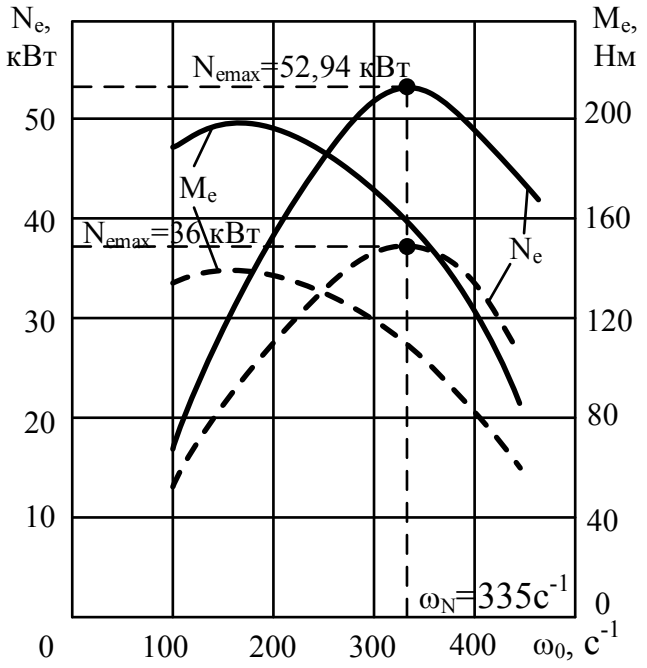


Рисунок 2.1 – Зовнішні швидкісні характеристики двигуна автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута»:

------- $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\,кВт$ - - - - $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\,кВт$

Таблиця 2.1 – Розрахунок зовнішніх швидкісних характеристик двигунів автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута»

Потужність двигуна $N_{e_{\max}}$, $кВт$	Параметри	ω_e, c^{-1}							
		100	150	200	250	300	350	400	450
52,94	N_e, $кВт$	19,076	29,582	39,209	46,977	51,834	52,724	48,569	38,347
	M_e, $Н \cdot м$	191	197	196	188	173	151	121	85
36,5	N_e, $кВт$	13,143	20,382	27,015	32,367	35,713	36,234	33,463	26,401
	M_e, $Н \cdot м$	132	136	135	129	119	104	83	59

В таблиці 2.2 проведено розрахунок прискорень автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» при $N_{e_{\max}} = 52,94\ кВт$.

Таблиця 2.2 – Розрахунок прискорень автомобіля при $N_{e_{\max}} = 52,94\ кВт$

Передача	Параметри	ω_e, c^{-1}							
		100	150	200	250	300	350	400	450
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I $u_{K_I} = 3,909$	V_a, $м/с$	2,230	3,345	4,460	5,575	6,690	7,805	8,920	10,035
	V_a, $км/год$	8	12	16	20	24	28	32	36
	P_K, $Н$	7874	8122	8080	7751	7132	6225	4989	3504
	P_w, $Н$	2,0	4,509	8,016	12,525	18,237	24,556	32,06	40,58
	dV/dt, $м/с$	4,0	4,13	4,11	3,94	3,62	3,16	3,52	1,76
	$\delta_{пов}$	1,651							
II $u_{K_{II}} = 2,055$	V_a, $м/с$	4,24	6,36	8,48	10,6	12,72	14,84	16,86	19,08
	V_a, $км/год$	15	23	30	38	46	53	61	69
	P_K, $Н$	4139	4270	4248	4075	3750	3273	2623	1842
	P_w, $Н$	7,2	16,3	29	45,2	65,2	89	116	147
	dV/dt, $м/с$	2,87	2,96	2,93	2,8	2,56	2,21	1,74	1,18
	$\delta_{пов}$	1,209							

Продовження табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
III $u_{K_{III}} = 1,342$	$V_a, м/с$	6,49	9,73	13,60	16,22	19,47	22,71	26,00	29,2
	$V_a, км/год$	23	35	47	58	70	82	93	105
	$P_K, Н$	2703	2788	2774	2661	2449	2137	1713	1203
	$P_w, Н$	17,00	38,00	68,00	106,00	153,00	208,00	272,00	344,00
	$dV/dt, м/с$	2,03	2,08	2,04	1,93	1,73	1,46	1,09	0,65
	$\delta_{пов}$	1,112							
IV $u_{K_{IV}} = 0,960$	$V_a, м/с$	9,03	13,54	18,06	22,57	27,09	31,60	36,12	40,63
	$V_a, км/год$	32	49	65	81	97	114	130	146
	$P_K, Н$	1942	2003	1993	1911	1759	1535	1230	864
	$P_w, Н$	33	74	131	205	296	402	526	665
	$dV/dt, м/с$	1,49	1,5	1,45	1,33	1,14	0,88	0,55	0,15
	$\delta_{пов}$	1,0771							
V	$V_a, м/с$	10,49	15,73	21,00	26,22	31,47	36,71	42,00	47,70
	---- $V_a, км/год$	38	57	75	94	113	132	151	170
	$P_K, Н$	1672	1724	1716	1646	1514	1322	1059	744
	$P_w, Н$	44	100	177	277	399	543	709	898
	$dV/dt, м/с$	1,28	1,28	1,21	1,08	0,88	0,61	0,27	-0,12
	$\delta_{пов}$	1,0676							

Розрахунки, результати яких наведено в таблиці 2.2, виконані за наступними формулами:

$$V_a = \omega_e \frac{r_K}{u_o \cdot u_K}, \tag{2.73}$$

$$P_K = M_e \frac{u_o \cdot u_K \cdot \eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT}}{r_\partial}, \tag{2.74}$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_K - P_W}{m_П \cdot \delta_{пов}}, \qquad (2.75)$$

де r_K - кінематичний радіус колеса;

$r_д$ - динамічний радіус колеса, $r_д = r_K = 0,33\ м$.

Сила аеродинамічного опору розраховувалася за формулою (2.13), а коефіцієнт врахування мас трансмісії та двигуна, що повертаються

$$\delta_{пов} = 1,04 + 0,04 \cdot u_K{}^2. \qquad (2.76)$$

Розрахунки виконувалися при повній масі автомобіля $m_П = 1190\ кг$.

На рис. 2.2 наведено графіки прискорення автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» на різних передачах при $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\ кВт$.

В таблиці 2.3 наведено результати розрахунків прискорення автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном $N_{e_{\max}}{}'' = 36,5\ кВт$.

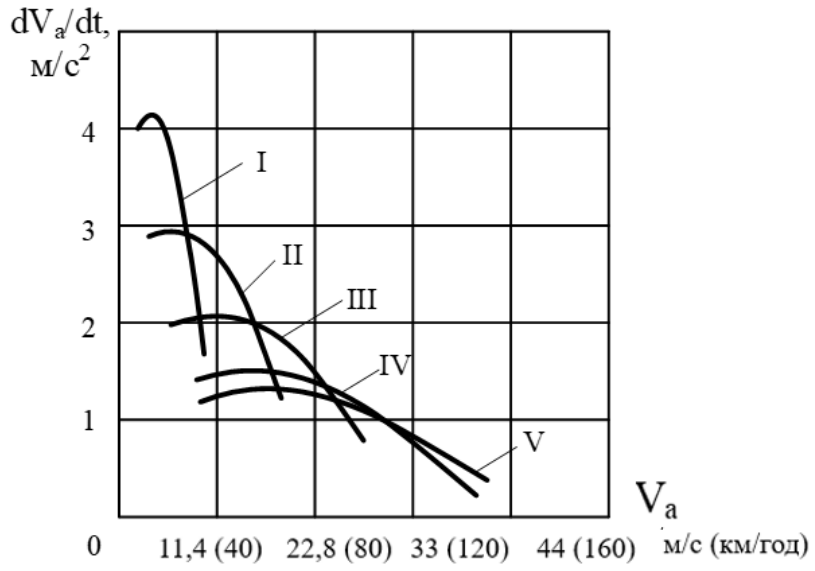


Рисунок 2.2 – Графіки прискорень автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном $N_{e_{\max}}{}' = 52,94\ кВт$ на різних передачах

Таблиця 2.3 – Розрахунок прискорень автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» при $N_{e_{\max}}'' = 36,5\ кВт$.

Передача	Параметри	ω_e, c^{-1}							
		100	150	200	250	300	350	400	450
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$u_0 = 3,266$	$V_a, м/с$	2,63	3,945	5,26	6,575	7,89	9,205	10,52	11,835
I $u_{K_I} = 3,843$	$V_a, км/год$	9,468	14,202	18,936	23,67	28,404	33,138	37,872	42,606
	$P_K, Н$	4619	4759	4724	4514	4164	3639	2904	2065
	$P_w, Н$	9	13	17	20	24	27	30	34
	$dV/dt, м/с$	2,375	2,445	2,425	2,315	2,133	1,861	1,481	1,046
	$\delta_{пов}$	1,631							
II $u_{K_II} = 1,96$	$V_a, м/с$	5,15	7,725	10,3	12,875	15,45	18,025	20,6	23,175
	$V_a, км/год$	18,54	27,81	37,08	46,35	55,62	64,89	74,16	83,43
	$P_K, Н$	2356	2427	2409	2302	2124	1856	1481	1053
	$P_w, Н$	17	23	30	36	42	48	54	59
	$dV/dt, м/с$	1,646	1,692	1,674	1,595	1,465	1,272	1,004	0,700
	$\delta_{пов}$	1,194							
III $u_{K_III} = 1,0$	$V_a, м/с$	10,10	15,15	20,2	25,25	30,3	35,35	40,4	45,45
	$V_a, км/год$	36,36	54,54	72,72	90,9	109,08	127,26	145,44	163,62
	$P_K, Н$	1202	1238	1229	1175	1084	947	756	537
	$P_w, Н$	29	41	53	64	75	85	95	105
	$dV/dt, м/с$	0,913	0,931	0,915	0,864	0,785	0,671	0,514	0,336
	$\delta_{пов}$	1,08							

Обрано наступні параметри трансмісії:

- передатне число головної передачі $u_0 = 3,266$;
- передатне число коробки передач $u_{K_I} = 3,843$; $u_{K_II} = 1,960$; $u_{K_III} = 1,0$.

На рис. 2.3 наведено графіки прискорень на різних передачах автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном $N_{e_{\max}}'' = 36,5\ кВт$.

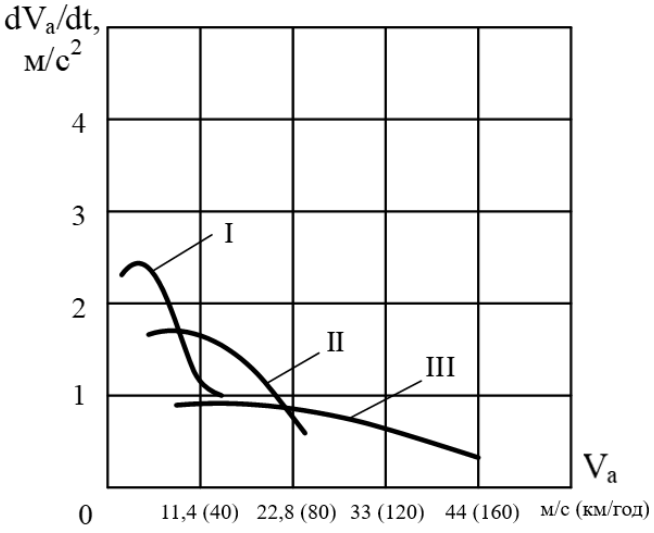


Рисунок 2.3 - Графіки прискорень автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» з двигуном $N_{e_{\max}}'' = 36,5\ кВт$ на різних передачах

Порівняльний аналіз результатів розрахунків прискорень при розгоні автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» з максимальною ефективною потужністю двигуна $N_{e_{\max}}' = 52,94\ кВт$ та $N_{e_{\max}}'' = 36,5\ кВт$ показали наступне:

- хоча при зменшенні максимальної ефективної потужності двигуна від 52,94 кВт до 36,5 кВт і відбувається зниження максимальних прискорень від 4,13 м/с^2 до 2,5 м/с^2, але при $N_{e_{\max}}'' = 36,5\ кВт$ максимальне прискорення автомобіля $dV/dt = 2,5\ м/с^2$ перевищує максимальне прискорення $\dot{V}_{a\max} = \overline{\dot{V}_a} + \sigma_{\dot{V}_a} = 0,448 + 0,618 = 1,066\ м/с^2$, що виникає в експлуатації при русі у міських умовах та визначено в результаті статистичних спостережень [50]; це дає підґрунтя для раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна від 52,94 кВт до 36,5 кВт;

- для випадку, при якому необхідно збільшити початкове прискорення автомобіля при рушанні з місця та максимальну швидкість автомобіля, є можливість введення до коробки передач додаткову понижувальну та прискорену передачі; загальна кількість передач в коробці в такому випадку складе $K = 5$.

2.3.3 Визначення раціональних передатних відношень понижувальної та прискореної передач. Вибір передатного числа понижувальної передачі коробки визначає початкове прискорення автомобіля при рушанні з місця. Як вже відмічалося, початкове лінійне прискорення, яке створюється при рушанні автомобіля з місця є одним з показників технічного рівня динамічних властивостей машини [15].

Початкове лінійне прискорення при рушанні автомобіля з місця може бути визначено за допомогою наступної залежності:

$$\dot{V}_0 = \frac{M_e \cdot u_o \cdot u_{KH} \cdot \eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_{KД}^{MIT}}{m \cdot r_\partial \cdot \delta_{пов}}. \qquad (2.77)$$

В роботі [23] наведено залежність для визначення коефіцієнта врахування мас, що обертаються, трансмісії та двигуна, яка отримана в результаті обробки результатів багаточисельних досліджень

$$\delta_{пов} = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}, \qquad (2.78)$$

де $\sigma_1; \sigma_2$ - коефіцієнти регресії [23], $\sigma_1 = 0,03 - 0,05; \sigma_2 = 0,04 - 0,06$.

Менші значення коефіцієнтів σ_1 та σ_2 відносяться до більш важких автомобілів.

Рівняння (2.77) з врахуванням виразу (2.78) можна представити у вигляді

$$\dot{V}_{a_0} = \frac{M_e \cdot u_o \cdot \eta_{mp}^{MIT} \cdot \eta_K^{MIT}}{m \cdot r_\partial} \cdot \frac{u_{KH}}{1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2}}. \qquad (2.79)$$

Введемо до рівняння (2.79) функцію

$$F(u_{KH}) = \frac{u_{KH}}{1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2}}. \qquad (2.80)$$

Збільшення функції $F(u_{KH})$ тягне за собою збільшення початкового прискорення автомобіля при інших рівних умовах. Чим вища $F(u_{KH})$, тим більших значень досягає $\dot{V}_{a_0}$. Функція $F(u_{KH})$ має екстремум і тому при вирішенні оптимізаційної задачі буде цільовою функцією. Умовою наявності екстремуму є

$$\frac{\partial F(u_{KH})}{\partial u_{KH}} = \frac{1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2} - 2\sigma_2 u_{KH}^{\ 2}}{(1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2})^2} = 0. \qquad (2.81)$$

З рівняння (2.81) знаходимо

$$(u_{KH})_{opt} = \sqrt{\frac{1 + \sigma_1}{\sigma_2}}. \qquad (2.82)$$

Умовою отримання $[F(u_{KH})]_{\max}$ є отримання від'ємного значення $\frac{\partial^2 F(u_{KH})}{\partial u_{KH}^{\ 2}} \langle 0$ при $u_{KH} = (u_{KH})_{opt}$.

Таким чином

$$\frac{\partial^2 F(u_{KH})}{\partial u_{KH}^{\ 2}} = \frac{-(1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2}) \cdot 2\sigma_2 u_{KH} - 2(1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2})(1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2}) 2\sigma_2 u_{KH}^{\ 2}}{(1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_{KH}^{\ 2})^2} \qquad (2.83)$$

Після підставлення (2.82) до (2.83), отримаємо

$$\frac{\partial^2 F(u_{KH})}{\partial {u_{KH}}^2} = -\frac{2\sigma_2 u_{KH}(1+\sigma_1+\sigma_2 \cdot {u_{KH}}^2)}{(1+\sigma_1+\sigma_2 \cdot {u_{KH}}^2)^2} \langle 0 . \qquad (2.84)$$

Це означає, що при $u_{KH} = (u_{KH})_{opt}$ ми отримаємо $F(u_{KH}) = \left[F(u_{KH})\right]_{\max}$. Після підставлення (2.82) до (2.80), отримаємо

$$\left[F(u_{KH})\right]_{\max} = \frac{1}{2\sqrt{\sigma_2(1+\sigma_1)}} . \qquad (2.85)$$

Величина $(u_{KH})_{opt}$ для більш важких автомобілів складає 5,074, а менш важких – 4,183. Відповідно, $\left[F(u_{KH})\right]_{\max} = 2,831$ - для більш важких автомобілів та $\left[F(u_{KH})\right]_{\max} = 2,171$ - для менш важких.

На рис. 2.4 наведено графіки залежності $F(u_K)$. На графіку наведено дві кривих - для більш важких автомобілів та менш важких машин. Масив можливих значень $F(u_K)$ розташовано між вказаними кривими (у штрихованій зоні).

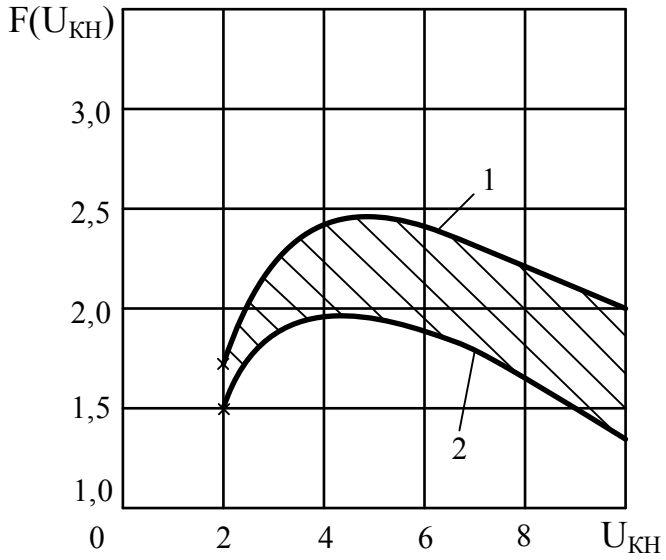


Рисунок 2.4 – Залежність $F(u_K)$: 1 – при $\sigma_1 = 0,03$; $\sigma_2 = 0,04$;

2 – при $\sigma_1 = 0,05$; $\sigma_2 = 0,06$

Аналіз кривих, які наведені на рис. 2.4, вказує на суттєвий вплив u_{KH} на величину $F(u_K)$ та, відповідно, на величину $\dot{V}_{a_0}$ початкового прискорення при рушанні з місця.

За необхідності модернізації автомобіля шляхом збільшення максимальної швидкості руху від $V_{a_{\max}}$ до $V'_{a_{\max}}$ ($V'_{a_{\max}} \rangle V_{a_{\max}}$) передатне число прискорювальної передачі може бути визначено за формулою

$$u_{KB} = \omega_{e_{\max}} \frac{r_K}{u_o \cdot V'_{a_{\max}}} . \qquad (2.86)$$

Враховуючи, що

$$V'_{a_{\max}} = \frac{\omega_{e_{\max}} \cdot r_K}{u_o} , \qquad (2.87)$$

Перетворимо (2.86) до вигляду

$$u_{KB} = \frac{V_{a\,\max}}{V'_{a_{\max}}} . \qquad (2.88)$$

При виведенні формули (2.88) передбачалося, що при $V'_{a_{\max}}$ та традиційному тяговому розрахунку приймалося на вищій передачі $u_{KB} = 1,0$.

У випадку необхідності, якщо $V'_{a_{\max}} \rangle\rangle V_{a_{\max}}$ можна передбачити не одну прискорювальну передачу, а їх набір, поєднавши останній до окремого механізму – мультиплікатора.

2.4 Підвищення комфортабельності автомобіля при розгоні удосконаленням конструкції силової установки і методів керування

2.4.1 Визначення максимальної потужності двигуна при проектному розрахунку автомобіля. При проектуванні автомобіля максимальна ефективна потужність двигуна може бути визначена при максимальній швидкості та повній масі автомобіля за наступною формулою:

$$N_{e\max} = \frac{\frac{A_w}{2}\rho \cdot F \cdot V_{a\max}^{2-n} + m_{П} \cdot g \cdot f_V \cdot V_{a\max}}{\eta_{mp} \cdot \lambda_N}, \qquad (2.89)$$

яка отримана після підстановки виразів (1.6) та (1.9) до (1.8) при величині поздовжнього ухилу дороги i, що дорівнює нулю. В рівнянні (2.89) f_V - коефіцієнт опору коченню коліс при максимальній швидкості автомобіля.

Після визначення максимальної ефективної потужності визначають максимальну кутову швидкість валу двигуна.

Передатне число трансмісії на нижчої передачі може визначатися за величиною початкового лінійного прискорення a_0 при рушанні автомобіля з місця. Вказане передавальне відношення для автомобілів, які працюють в важких дорожніх умовах, визначається при умові подолання дорожнього опору з максимальним коефіцієнтом $\psi_{\max}$.

2.4.2 Визначення закону зміни ефективного крутного моменту двигуна за умовою забезпечення комфортабельності руху. Рівняння динаміки поступального руху автомобіля має вигляд

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_K - m_a g\psi - \frac{A_w}{2}\rho F V_a^{2-n}, \qquad (2.90)$$

де m_a - поточне значення маси автомобіля.

Рівняння (2.90) перетворимо до вигляду

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_K \cdot \eta_f - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \qquad (2.91)$$

де η_f - ККД колісного руху автомобіля,

$$\eta_f = 1 - m_a g \frac{\psi}{P_K} \cong 1 - m_a g f / P_K . \qquad (2.92)$$

Рівняння (2.90) з врахуванням (2.92) матиме вигляд

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_K \cdot \eta_f - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n} . \qquad (2.93)$$

Ривок прискорення визначимо через диференціювання рівняння (2.93)

$$\frac{d^2 V_a}{dt^2} = \frac{\eta_f}{m_a} \frac{dP_K}{dt} - \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt} . \qquad (2.94)$$

Ривок буде дорівнювати нулю при рівності нулю правої частини рівняння (2.94). З цієї умови визначимо

$$\frac{dP_K}{dt} = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt} . \qquad (2.95)$$

Рівняння (2.95) є диференційним рівнянням зі змінними, що розділяються. Після розділення змінних отримаємо

$$dP_K = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{K-n} dV_a . \quad (2.96)$$

Після інтегрування рівняння (2.96), отримаємо

$$P_K = \frac{A_w \rho F}{2\eta_f} V_a^{2-n} + C . \quad (2.97)$$

Постійна інтегрована C знаходиться з граничних умов (при $V_a = 0$; $P_K = P_{K_0}$). З врахуванням визначення граничних умов вираз (2.97) прийме вигляд

$$P_K = P_{K_0} + \frac{A_w \rho F}{2\eta_f} V_a^{2-n} . \quad (2.98)$$

Тяглова сила P_{K_0} в момент рушання з місця

$$P_{K_0} = \frac{a_0 \cdot m_a}{\eta_f} . \quad (2.99)$$

Тягова сила на колесах

$$P_K = \frac{M_e \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_\partial} . \quad (2.100)$$

де M_e - ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння.

Після підставлення виразів (2.99) та (2.100) до (2.98), визначимо

$$M_e = \frac{r_\partial \cdot m_a}{u_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_f} \left(a_0 + \frac{A_w \rho F}{2m_a} V_a^{2-n} \right). \qquad (2.101)$$

Рівняння (2.101) пов'язує ефективний крутний момент двигуна з передатним числом трансмісії та швидкістю автомобіля. При виконанні умови (2.101) при розгоні автомобіля буде забезпечено рівність нулю ривку та, відповідно, комфортабельність пасажирів і збереження вантажу.

При роботі двигуна при постійному швидкісному режимі та при безступеневій трансмісії $\omega_e = \omega_{ном} = const$. в цьому випадку швидкість автомобіля може бути визначена як

$$V_a = \frac{\omega_{ном} \cdot r_\partial}{u_{mp}}, \qquad (2.102)$$

де $\omega_{ном}$ - номінальне значення (постійне) кутової швидкості валу двигуна.

Після підставлення (2.102) до (2.101) отримаємо

$$M_e = \frac{m_a \cdot r_\partial}{\eta_{mp} \cdot \eta_f} \frac{a_0 + \frac{A_w}{2m_a} \rho F \left(\omega_{ном} \cdot r_\partial \right) \cdot {u_{mp}}^{2-n}}{u_{mp}}. \qquad (2.103)$$

Рівняння (2.103) визначає залежність ефективного крутного моменту двигуна від передавального числа трансмісії при безступеневій зміні останнього. Реалізація отриманого закону управління дозволить здійснювати прискорення автомобіля без ривку (при постійному прискоренні).

Після перемноження лівої та правої частин диференційного рівняння (2.96) на швидкість автомобіля V_a отримаємо

$$V_a dP_K = \left(1 - \frac{n}{2} \right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{2-n} dV_a. \qquad (2.104)$$

Після проведення інтегрування визначимо

$$N_e' \cdot \eta_{mp} = N_K' = P_K V_a = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f \left(3 - n\right)} V_a^{3-n} + C_1 , \qquad (2.105)$$

де N_K' - потужність двигуна, що наведена до ведучих коліс;

C - постійна інтегрування.

З рівняння (2.105) знаходимо ефективну потужність двигуна

$$N_e' = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \cdot \eta_{mp}} V_a^{3-n} . \qquad (2.106)$$

При русі з максимальною швидкістю необхідна максимальна ефективна потужність двигуна буде дорівнювати

$$N'_{e\max} = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \cdot \eta_{mp} \cdot \lambda_N} V_{a\max}^{3-n} . \qquad (2.107)$$

Вираз (2.89) з врахування співвідношення (2.33) прийме вигляд для випадка руху при відсутності регулювання крутного моменту двигуна

$$N_e = \frac{A_w \rho F}{2\eta_f \cdot \eta_{mp}} V_a^{3-n} . \qquad (2.108)$$

Максимальна ефективна потужність двигуна, що вимагається для даного випадку, також визначається при максимальній швидкості автомобіля

$$N_{e\max} = \frac{A_w \rho F}{2\eta_f \cdot \eta_{mp} \cdot \lambda_N} V_{a\max}^{3-n} . \qquad (2.109)$$

Порівнюючи вирази (2.107) та (2.109) визначаємо умову, при якій $N'_{e\max} \rangle N_{e\max}$. Порівнюючи праві частини (2.107) та (2.109) знаходимо, що остання умова буде виконувати ся при $n \langle 1$. При $n \rangle 1$ та прискоренні автомобіля, що регулюється законом (2.10) величина $N'_{e\max} \langle N_{e\max}$. При $n = 1$ $N'_{e\max} = N_{e\max}$. Таким чином можна зробити наступні висновки:

- за умови забезпечення комфортабельності пасажирів та збереження вантажів при прискоренні автомобіля, що міститься в отриманні постійного прискорення (рівності нулю ривку), визначено необхідні закони зміни ефективності обертального моменту та потужності двигуна. Застосування безступеневої трансмісії дозволяє здійснювати роботу двигуна при постійному швидкісному режимі та забезпечувати управління прискоренням автомобіля тільки за рахунок зміни подачі палива;
- визначено, що потужність двигуна, яка витрачається на рух з регулюванням прискорення автомобіля буде менша, ніж при нерегульованому прискоренні у випадку, якщо $n \langle 1$. У протилежному випадку при регульованому прискоренні буде витрачатися потужність більша, ніж при нерегульованому.

2.5 Висновки за розділом 2

1. Використання уточнених формул для розрахунку аеродинамічного опору руху потребувало зміни методики обирання потужності двигуна та передатних чисел трансмісії. На прикладі ЗАЗ-1103 «Славута» продемонстровано, що максимальна ефективна потужність двигуна, яка визначається з умови руху з максимальною швидкістю може бути зниженою від 42,677 кВт до 6,079 кВт.
2. Запропонована методика вибору максимальної ефективної потужності двигуна на етапі проектування автомобіля передбачає підсумовування потужності, потрібної для руху з максимальною швидкістю та

створення прискорень при русі в умовах міста. Це дає можливість знизити значення максимальної ефективної потужності двигуна. Вказаний підхід дозволив запропонувати зниження максимальної ефективної потужності двигуна автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» від 52,94 кВт до 36,5 кВт, що складає 31%.

3. Визначено раціональне значення передатного числа коробки на нижчій передачі, яке при інших рівних умовах забезпечує найбільше початкове прискорення при рушанні автомобіля з місця. В залежності від маси автомобіля раціональне передатне співвідношення нижньої (пониженої) передачі коробки передач повинно находитися в межах від 4,183 до 5,074.

4. Для забезпечення високих значень початкового прискорення, при рушанні автомобіля з місця, та максимальної швидкості руху при модернізації машини можливо введення до трансмісії понижуючої та прискорювальної передач. У останньому випадку можливо введення декількох прискорювальних передач, які поєднані в одній додаткові коробці – мультиплікаторі.

5. Визначено закони керування крутним моментом та потужністю двигуна, які дозволяють забезпечити комфортабельність пасажирів та збереження вантажу при розгоні автомобіля. Використання запропонованих законів, а також застосування безступеневих трансмісій з двигунами, які працюють на постійній швидкості, дозволяє уникнути ривку прискорення при розгоні автомобіля.

6. Визначено, що потужність двигуна, яка витрачається на рух автомобіля з регулюванням прискорення за умовами комфорту буде менша, ніж при нерегульованому розгоні у випадку, якщо показник n ступеня у формулі аеродинамічного опору буде більший ніж 1,5. В протилежному випадку при керованому розгоні потужність яка витрачається буде більшою, ніж при некерованому розгоні.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ЗНИЖЕННІ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ

3.1 Визначення взаємозв'язку між ступенем використання максимальної потужності двигуна і ефективною питомою витратою палива

В незалежності від того, за традиційною чи за уточненою методикою визначення сили аеродинамічного опору здійснюється розрахунок необхідної максимальної потужності двигуна, дійсні витрати потужності двигуна при русі автомобіля з максимальною швидкістю будуть однакові. Відрізнятися будуть лише ступені використання максимальної ефективної потужності двигуна. Припустимо, що у випадку уточненого розрахунку максимальної ефективної потужності двигуна, збільшенні ступеня її використання при максимальній швидкості руху автомобіля відбудеться зменшення витрати пального.

Для вирішення поставленого завдання скористаємося характеристиками навантаження бензинового з зовнішнім сумішоутворенням та дизельного двигунів, які наведено в роботі [59,60]. В таблиці 3.1 наведено основні показники карбюраторного двигуна при дроселюванні [60].

Аналіз даних таблиці 3.1 [59,60] показує, що дроселювання бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням приводило до зменшення індикаторної і ефективної потужності. При цьому потужність механічних втрат залишається незмінною, а питома витрата палива збільшується.

Таблиця 3.1 – Основні показники бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням при дроселюванні [59,60]

Параметри	Положення дросельної заслінки					
	Відкрита на 100 %	Поступове зменшення відкривання				Холостий хід
Тиск впуску , МПа	0,086	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
Витрата пального , кг/год	5,0	4,4	3,7	3,0	2,2	1,5
Потужність , кВт.:						
індикаторна	16.1	14.5	11.2	8.0	4.8	1.6
ефективна	15.3	12.7	9.6	6.4	3.2	0,0
механічних втрат	1.2	1.6	1.6	1.6	1.6	1.6
Питома витрата палива г/кВтс:						
індикаторна	0.082	0.08	0,09	0,10	0,13	0,26
ефективна	0,091	0,09	0,11	0,13	0,19	∞
механічних к.к.д.	0,9	0,89	0,86	0,8	0,66	0,0

Введемо визначення:

$\delta N_e = \frac{N_e}{N_{e_{\max}}}$ - ступінь використання максимальної ефективної потужності двигуна, (3.1)

$\delta g_e = \frac{g_e}{g_{eN}}$ - відносна зміна ефективної питомої витрати пального двигуна; (3.2)

$N_e; g_e$ - поточні значення ефективної потужності та питомої витрати пального;

g_{eN} - ефективна питома витрата палива при реалізації максимальної ефективної потужності двигуна.

В таблиці 3.2 приведено розрахунок параметрів δN_e та δg_e бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням на основі параметрів, що представлено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.2 – розрахунок параметрів δN_e та δg_e для бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

Параметри	Положення дросельної заслінки					
	Відкрита на 100 %	Поступове зменшення відкривання				Холостий хід
Ефективна потужність N_e, кВт	15,29	12,87	9,63	6,40	3,16	0,00
Ефективна питома витрата палива g_e г/кВтс	0,091	0,095	0,107	0,130	0,193	∞
δN_e	1,000	0,842	0,630	0,419	0,207	0,000
δg_e	1,000	1,043	1,176	1,429	2,121	∞

На рис. 3.1 наведено графік залежності відносної зміни ефективної питомої витрати палива від ступеня використання максимальної ефективної потужності.

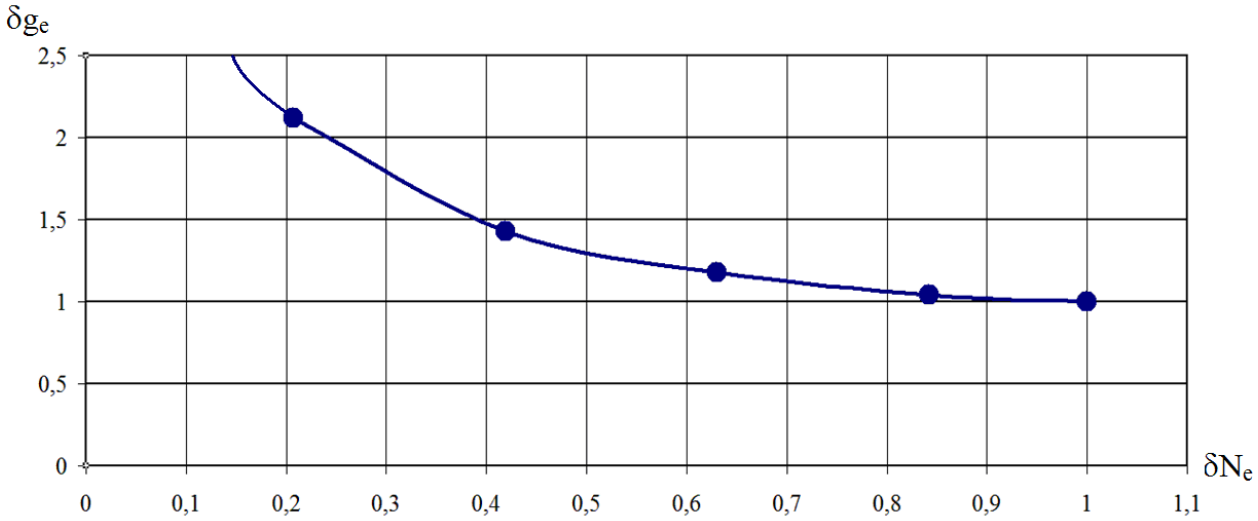


Рисунок 3.1 – Залежність δg_e (δN_e) для бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

Для апроксимації отриманої залежності доцільно використовувати функції відгуку, яка має вигляд:

$$\delta \hat{g}_e = (\delta N_e)^{-n_1}, \qquad (3.3)$$

Використовуючи метод найменших квадратів визначено оптимальний коефіцієнт регресії $n_1 = 0,453$. В таблиці 3.3 наведено результати оцінки похибки апроксимації.

Таблиця 3.3 –Оцінка похибки апроксимації залежності δg_e (δN_e) для бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням

δN_e	1	0,842	0,630	0,419	0,207
δg_e	1	1,043	1,176	1,429	2,121
$\delta \hat{g}_e$	1	1,081	1,233	1,482	2,041
Відносна похибка апроксимації, %	0	3,6	4,8	3,7	3,8

На рис. 3.2 представлено характеристики навантаження дизеля при кутовій швидкості колінчатого валу $\omega_e = 136c^{-1}$[60]. В таблиці 4.4 наведено основні параметри тракторного дизеля за різними цикловими подачами палива.

Таблиця 3.4 – Основні параметри тракторного дизеля при різних циклових подачах палива [59,60]

Режим	Циклова витрата палива $G_{т\,цикл}$ у мг/(цикл*л)	Середній ефективний тиск p_e		Питома ефективна витрата палива g_e	
		МПа	у %	г/кВтс	у %
Економічний (крапки 2 та 2')	35	0,5	75	0,077	100
Потужний (крапки 4 та 4')	60	0,67	100	0,098	127
Ефективний (крапки 3 та 3')	50	0,64	96	0,083	107

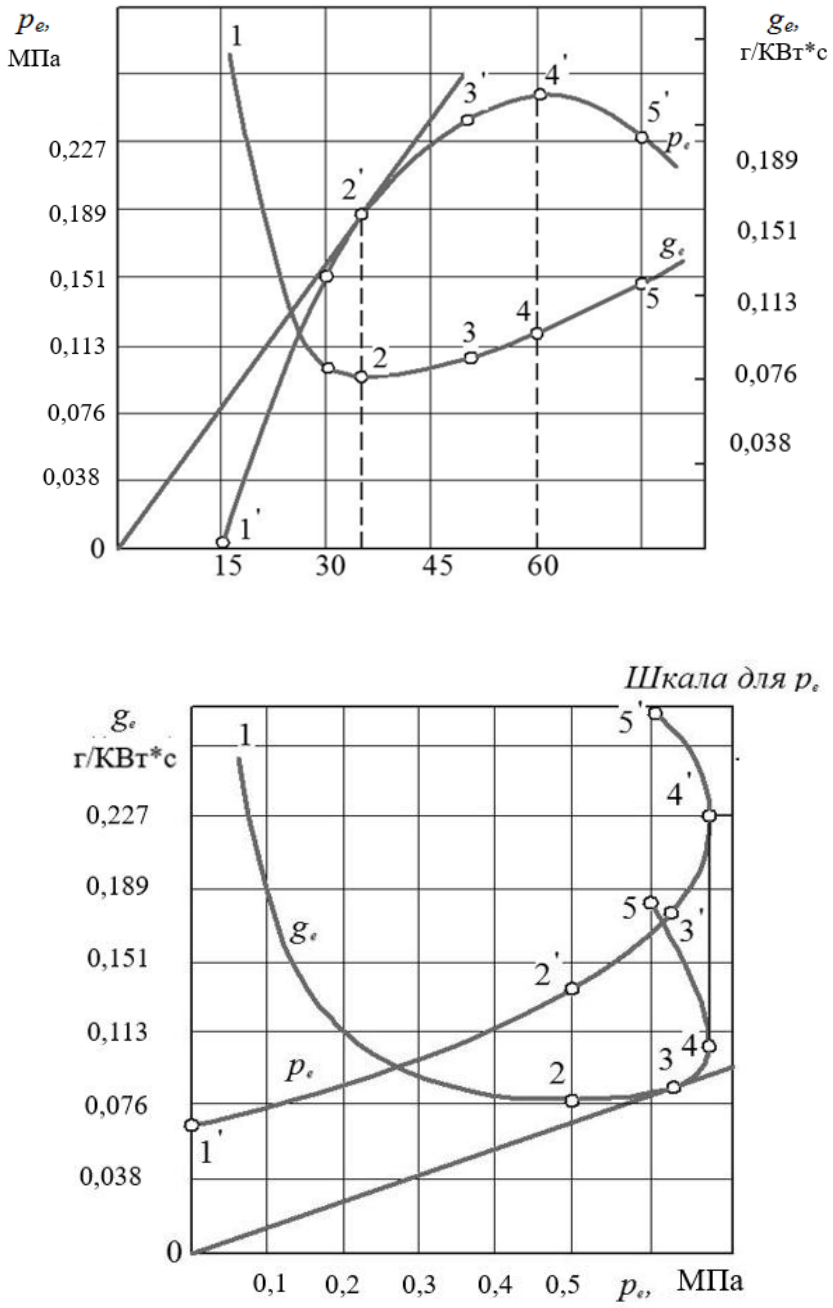


Рисунок 3.2 – Навантажувальна характеристика дизеля $\omega_e = 136c^{-1}$ [59,60]

Обробка характеристик навантаження дизеля, отриманих з робот [59,60] дозволила отримати залежність δg_e (δN_e) (таблиця 4.5, рис. 4.3).

Таблиця 3.5 – Визначення залежності δg_e (δN_e) для дизеля

δN_e	0,15	0,30	0,75	0,96	1,00
δg_e	1,92	1,15	0,79	0,85	1,00
$\delta \hat{g}_e$	1,92	0,97	0,79	0,95	1,00
Відносна похибка апроксимації, %	0	-15,65	0	11,7	0

В результаті апроксимації за трьома вузловими точками (δN_e=1; δN_e =0,75 та δN_e=0,15) отримано функцію відгуку, яка має вигляд:

$$\delta \hat{g}_e = 0,063^{1-\delta N_e} * (\delta N_e)^{-1,58}, \qquad (3.4)$$

В таблиці 4.5 представлені результати оцінки похибки апроксимації. Середня похибка апроксимації за 5-ма точками складає 5,47 %, що допустимо. На рис. 4.3 представлені залежності δg_e (δN_e) та $\delta \hat{g}_e(\delta N_e)$ для дизельного двигуна, представленого в роботі [60].

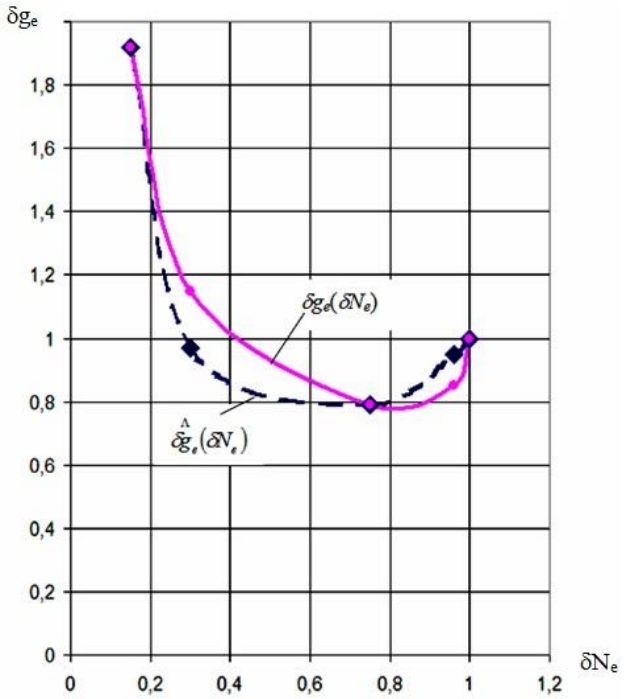


Рисунок 3.3 – Залежності δg_e (δN_e) та $\delta \hat{g}_e(\delta N_e)$ для дизельного двигуна [59,60]

Для бензинового двигуна з безпосереднім вприскуванням бензину скористаємося характеристикою навантаження, яку отримали проф. Прохоренко А.А. та доцент Кузьменко А.П. [61]. В таблиці 3.6 представлені результати розрахунку параметру δg_e при кутовій швидкості колінчастого валу $\omega_e = 419c^{-1}$.

Таблиця 3.6 – Розрахунок параметру δg_e в залежності від δN_e для двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину при $\omega_e = 419c^{-1}$

δN_e	0,185	0,298	0,400	0,519	0,653	0,795	0,891	0,982	1,000
δg_e	1,557	1,227	1,107	1,009	0,960	0,916	0,906	0,888	1,000
$\delta \hat{g}_e$	1,463	1,268	1,161	1,074	1,002	0,945	0,913	0,887	1,000
Відносна похибка апроксимації, %	-6,0	3,3	4,9	6,44	4,4	-3,16	0,77	-0,11	0

На рис. 3.4 наведено графік залежності δg_e (δN_e) побудований за результатами розрахунку, наведеному в таблиці 4.6.

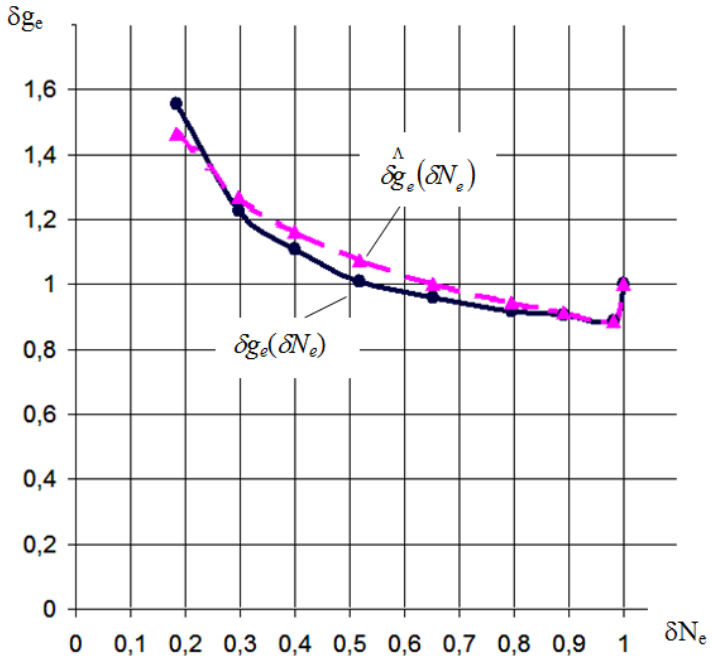


Рисунок 3.4 – Залежність δg_e (δN_e) для двигуна з безпосереднім впорскуваннямг бензину

Аналіз характеру протікання кривої, яку надано на рис. 3.4 показує, що при δN_e=1 точка кривої випадає та крива δg_e (δN_e) має ухил. В цьому випадку пропонується кусочно-лінійна апроксимація, тобто:

$$\delta \hat{g}_e = \begin{cases} 1 - при\ \delta N_e = 1; \\ A \times (\delta N_e) - при\ \delta N_e \langle 1. \end{cases} \quad (3.5)$$

Побудова функції відгуку шляхом вибору однієї вузлової точки δN_e =0,982 (див. табл. 3.6) та підбору показника ступеня n дозволило отримати $A = 0,882$ та $n_1 = 0,3$, тобто:

$$\delta \hat{g}_e = \begin{cases} 1 - при\ \delta N_e = 1; \\ 0,882 \times (\delta N_e)^{-0,3} - при\ \delta N_e \langle 1. \end{cases} \quad (3.6)$$

Розрахунок значень $\delta \hat{g}_e$ при різних величинах δN_e наведено в таблиці 3.6. Також в таблиці представлена оцінка похибки розрахунку при залежності апроксимації. З таблиці 3.6 видно, що максимальна похибка розрахунку не перевищує 6,44%. На рис. 3.4 наведено графік залежності $\delta \hat{g}_e(\delta N_e)$ для двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину.

Порівняльний аналіз характеру протікання кривих δg_e (δN_e) для різних типів ДВЗ показує (див. табл. 3.2, 3.5, 3.6), що для КБД зменшення ступеня використання максимально ефективної потужності двигуна δN_e веде за собою збільшення ефективної питомої витрати палива δg_e. Інша картина має прояв у дизеля та двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину. У дизеля при δN_e =0,3-0,96, величина $\delta N_e \langle 1$. У двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину $\delta N_e \langle 1$ при δg_e=0,653-0,982.

3.2 Оцінка зниження витрати палива при раціональному зменшенні максимально ефективної потужності двигуна

Враховуючи, що при раціональному зниженні потужності двигуна $N_{e\,\max}'' \langle N_{e\,\max}'$ з рівняння (2.22) визначимо δN_e

$$\delta N_e = \frac{N_{e\,\max}''}{N_{e\,\max}'} = 1 - \frac{C_x \rho F V_{a\,\max}^3}{8 N_{e\,\max}'} \frac{1 - \dfrac{A_w V_{a\,\max}^n}{C_x (1 - 0{,}25n)}}{\eta_{mp}^{МГН} \cdot \eta_к^{МГН} \cdot \lambda N}, \qquad (3.7)$$

Проведемо оцінку зниження витрати палива автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» при раціональному зниженні потужності двигуна. Вихідні дані для розрахунку приведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 - Вихідні дані для розрахунку зниження ефективної питомої витрати палива автомобіля ЗАЗ-1103

Параметри	$N_{e\,\max}'$, кВт	ρ, кг/м^3	F, м^2	$V_{a\,\max}$, м/с	A_w, (м/с)^n	Cx	n	$\eta_{mp}^{МГН}$	$\eta_к^{МГН}$	λN
Значення параметрів	45	1,225	1,753	40,83	3,837	0,375	1,151	0,85	0,90	0,85

При русі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» витрати потужності як при встановленні двигуна з $N_{e\,\max}'$=45 кВт, так і двигуна з $N_{e\,\max}''$ однакові та дорівнюють $N_{e\,\max}''$. Але у другому випадку δN_e=1, а у першому $\delta N_e \langle 1$.

Розрахунок за формулою (3.7) для автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» виявив, що при встановленні серійного двигуна потужністю $N_{e\,\max}'$=45 кВт, ступінь його використання становить δN_e=0,818. В цьому випадку збільшення ефективної питомої витрати палива (у порівнянні з δN_e=1) складає:

$\delta \hat{g}_e$=1,095 – для бензинового двигуна з зовнішнім сумішоутворенням ;

$\delta\hat{g}_e$=0,937 – для безпосереднього впорскування бензину;

$\delta\hat{g}_e$=0,831 – для дизельного двигуна.

Аналіз результатів розрахунку показав, що при карбюраторному бензиновому двигуні раціональне зниження максимальної ефективної потужності дозволяє на 9,5 % зменшити ефективність питомої витрати палива. Ця величина пропорційна на абсолютній витраті палива (при рівності ефективної потужності двигуна що реалізується).

З цього можна зробити висновок, що очікуване зниження витрат палива буде складати також 9,5 %.

При використанні двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину, навпаки, зниження максимальної ефективної потужності двигуна призведе до росту ефективної питомої витрати палива. Це збільшення буде складати $\frac{1}{\hat{g}_e}-1=\frac{1}{0,937}-1=0,067$, тобто 6,7 %.

Аналогічна ситуація виникає і при встановленні на ЗАЗ-1103 «Славута» дизельного двигуна. В цьому випадку зниження мінімальної ефективної потужності двигуна приведе до збільшення ефективної питомої витрати палива на величину $\frac{1}{\hat{g}_e}-1=\frac{1}{0,831}-1=0,203$, тобто 20,3 %.

3.3 Висновки за розділом 3

1. Результати відомих наукових досліджень дозволили зробити висновок про можливість раціонального зниження максимальної ефективної потужності двигуна при збереженні максимальної швидкості , що задано, та рівнем динамічних властивостей автомобілів.

2. Оскільки при встановленні серійного двигуна і двигуна зі зниженим значенням ефективної потужності, реалізується однакова потужність двигуна, то ступінь реалізації максимальної потужності в останньому випадку вища. Визначено взаємозв’язок між ступенем використання максимальної

потужності двигуна та відносною зміною ефективної питомої витрати палива карбюраторного бензинового двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину та дизеля.

3. Виконані на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» розрахунки показали, що раціональне зниження ефективної потужності двигуна дозволяє для КБД на 9,5 % знизити витрату палива, а для двигунів з безпосереднім впорскуванням бензину та дизеля, навпаки, це приводить до збільшення витрати палива на 6,7 % та 20,3 % відповідно.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

4.1 Програма-методика експериментального дослідження

Мета дослідження: визначення можливості збільшення максимальної швидкості руху легкового автомобіля, що має запас потужності двигуна, обумовлений меншими фактичними значеннями аеродинамічного спротиву руху у порівнянні з розрахунковими за класичною теорією, шляхом встановлення коліс з шинами збільшеного зовнішнього діаметра.

Об'єкт дослідження. У якості об’єкта дослідження під час проведення експерименту був використаний легковий автомобіль ВАЗ-21099 1,6і (рис. 4.1), оснащений двома комплектами шин – 175/70R13 82T та 175/65R14 82T (рис. 4.2), відповідно зі стандартним зовнішнім діаметром та зі збільшеним зовнішнім діаметром.

Рисунок 4.1 – Автомобіль ВАЗ-21099 з двома комплектами шин, на якому проводились експериментальні дослідження

Технічні характеристики автомобіля ВАЗ-21099 1,6і, що використовувався під час проведення експериментальних досліджень,

наведено у таблиці 4.1.

а б

Рисунок 4.2 – Колеса, що використовувались під час експериментального дослідження: а – з шинами 175/70R13; б – з шинами 175/65R14

Таблиця 4.1 – Автомобіль ВАЗ-21099 1,6і, технічні характеристики [61]

Параметр	Величина параметра
Споряджена маса, кг	970
Повна маса, кг	1395
Довжина/Ширина/Висота, мм	4205/1620/1400
Колісна база	2460
Потужність двигуна, кВт	59,5
Об’єм двигуна, $см^3$	1596
Крутильний момент, Нм при обертах, $хв^{-1}$	120 / 2900
Тип приводу	передній
Розгін до 100 км/год, с	14 с
Максимальна швидкість, км/год	165
Типорозмір шин	175/70R13 82T

В процесі експериментального дослідження використовувалися два комплекту шин 175/70R13 82T та 175/65R14 82T (рис. 4.2). Основні характеристики комплекти шин 175/70R13 82T: ширина профілю шини у вільному (ненавантаженому) стані дорівнює 175 мм; висота профілю шини у вільному (ненавантаженому) стані дорівнює 70% від її ширини профілю;

конструкція каркасу шини радіального типу; величина посадочного діаметру шини дорівнює 13 дюймам; індекс навантаження 82, що відповідає максимально припустимому вертикальному навантаженню на шину у 475 кг; індекс швидкості Т відповідає максимальній лінійній швидкості руху автомобіля у 190 км/год. Тиск повітря у шинах в процесі експериментального дослідження складав 2 атмосфери. Статичний радіус колеса склав 280 мм (рис. 4.4 а).

Основні характеристики комплекту шин 175/65R14 82T: ширина профілю шини у вільному (ненавантаженому) стані дорівнює 175 мм; висота профілю шини у вільному (ненавантаженому) стані дорівнює 65% від її ширини профілю; конструкція каркасу шини радіального типу; величина посадочного діаметру шини дорівнює 14 дюймам; індекс навантаження 82, що відповідає максимально припустимому вертикальному навантаженню на шину у 475 кг; індекс швидкості Т відповідає максимальній лінійній швидкості руху автомобіля у 190 км/год. Тиск повітря у шинах в процесі експериментального дослідження складав нормативні 2 атмосфери (рис. 4.3). Статичний радіус колеса склав 288 мм (рис. 4.4 а). Знос малюнка протектора шин обох комплектів не перевершував 5% від початкового стану (рис. 4.2).

Рисунок 4.3 – Показання манометра компресора після регулювання тиску повітря у шинах автомобіля, що відповідає 2 атмосферам

Під час проведення експериментального дослідження автомобіль перебував у справному стані, повністю заправлений. Під час проведення експериментального дослідження у легковому автомобілі перебувало дві

людини – водій та оператор вимірювального обладнання. Тож маса автомобіля під час проведення дослідження складала 1150 кг.

Умови та місце проведення дорожніх досліджень. Дослідження проводилися 10 червня 2021 року в нормальних кліматичних умовах Харківської області на горизонтальній ділянці злітно-посадкової смуги аеродрому міста Чугуїв з сухим, твердим, чистим і рівним бетонним покриттям (рис. 4.5).

а б

Рисунок 4.4 – Вимірювання статичного радіусу колеса:
а – колесо з шиною 175/70R13; б – колесо з шиною 175/65R14

Поздовжні і поперечні ухили дороги не перевищували 1%. Перед проведенням досліджень було здійснено прогрів двигуна, агрегатів трансмісії та ходової частини легкового автомобіля. Метеорологічні умови при проведенні досліджень за даними метеослужби перед початком і в кінці заїздів в зоні розташування ділянки дороги, на якій проводилися дослідження, наведені в таблиці 4.2.

Рисунок 4.5 – Ділянка злітно-посадкової смуги з бетонним покриттям, на якій проводилися експериментальні дослідження

Таблиця 4.2 – Звіт з метеообстановки на момент проведення експериментальних досліджень (10.06.2021)

Час	Опади	Напрям вітру	Швидкість вітру, м/с	Температура повітря, °С	Вологість, %	Атмосферн. тиск, мм рт.ст.
12:00	Без опадів	Південний	1,0	+24	34	743
13:00	Без опадів	Південний	1,0	+25	35	743
14:00	Без опадів	Південний	1,0	+25	34	744

Експериментальні дослідження проводились науково-дослідним персоналом в кількості 3-х осіб.

Устаткування, що застосовується при проведенні експериментальних досліджень. Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірюванні параметрів руху легкового автомобіля ВАЗ-21099 на горизонтальній прямолінійній ділянці дороги мобільним реєстраційним вимірювальним комплексом (МРВК) ВРКВММ 4-001 [62] до якого належать датчики прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 29093112, заводський номер № 29093113, заводський номер № 06085445, заводський номер № 06085446 (рис. 4.6). Метрологічні характеристики трьох координатного датчика прискорення (акселерометра), що входить до складу вимірювального комплексу наведено у таблиці 4.3.

1 – Персональний комп’ютер для реєстрації вимірювальної інформації;
2, 3 – трьох координатні датчики для вимірювання прискорень автомобіля;
4 – GPS приймач; 5 – програма для реєстрації і візуалізації експериментальних даних

Рисунок 4.6 – Вимірювальний комплекс на базі трьох координатних датчиків лінійних прискорень (акселерометрів) для реєстрації поздовжнього прискорення

Таблиця 4.3 – Метрологічні характеристики трьох координатного датчика прискорення (акселерометра), що входить до складу вимірювального комплексу [63].

Параметр	Величина або діапазон зміни параметра
Діапазон прискорення, що контролюється	±1,5 g
Пропускна здатність, Гц	350
Напруга живлення	220 В, 50 Гц
Чутливість 1.5g, mV/g	740-860
Основна відносна похибка визначення прискорення, %	±1
Шум RMS (0,1 Гц – 1 кГц), mVrms	4,7
Нелінійність, %FSO	5,0
Час відгуку, ms	1,0-2,0

На рис. 4.7 наведені місця кріплення датчиків прискорення у корпусі автомобіля.

а б в

1 – трьох координатний датчик прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ з заводським номером № 29093112;

2 – трьох координатний датчик прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ з заводським номером № 29093113;

3 – трьох координатний датчик прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ з заводським номером № 06085445;

4 – трьох координатний датчик прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ з заводським номером № 06085446

Рисунок 4.7 – Місця встановлення датчиків прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ в автомобілі під час проведення експериментального дослідження: а – під капотом автомобіля; б – у салоні автомобіля; в – у багажнику автомобіля

Точність вимірювання прискорень в поздовжній, поперечній та вертикальній площині підвищена за рахунок знімання даних одночасно з чотирьох датчиків прискорення і усереднення отриманих значень.

Матеріально-технічне забезпечення:

– автомобіль ВАЗ-21099 (рис. 4.1);

– комплект коліс з шинами 175/70R13 82T (рис. 4.2 а);

– комплект коліс з шинами 175/65R14 82T (рис. 4.2 б);

– мобільний реєстраційний вимірювальний комплекс (МРВК) ВРКВММ 4-001 [4.2] до якого належать датчики прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT ДЛШ заводський номер № 29093113, заводський номер № 29093112, заводський номер № 06085445, заводський номер № 06085446 (рис. 4.6, 4.7);

– рулетка вимірювальна сталева Р50У3К ДСТУ 4179-2003 (рис. 4.4);

– фотокамера.

Перелік показників, які визначалися в процесі експериментальних досліджень:

– час руху t, с;

– поздовжні a_x, поперечні a_y і вертикальні a_z прискорення з трьох координатних датчиків прискорення, м/с^2;

– температура датчиків прискорення, ^{0}C.

Також у відповідності до методики, описаної в [64] визначалася поздовжня лінійна швидкість руху автомобіля ВАЗ-21099 (інтегруванням).

Похибка вимірювань прискорень наведеним вище реєстраційним вимірювальним комплексом становила до 4%. Ця похибка складається з похибки встановлення, що призводить до відхилення реальних осей датчиків прискорення від горизонтальної поздовжньої, горизонтальної поперечної та вертикальної осей машини та похибки безпосередньо акселерометрів.

Для відсіювання впливу вібрації на показання датчиків прискорення використовувався програмний фільтр Баттерворта.

Послідовність досліджень. На першому етапі експериментального дослідження легковий автомобіль ВАЗ-21099 з встановленим комплектом коліс з шинами 175/70R13 82T на прямолінійній горизонтальній ділянці дороги здійснював максимально інтенсивний розгін з 0 км/год до максимальної швидкості руху при максимальному натисканні на педаль акселератора з наступним гальмуванням до повної зупинки. Заїзд повторювався у зворотному напрямку руху для усунення похибки, що обумовлена наявністю поздовжніх ухилів ділянки дороги.

На другому етапі експериментального дослідження легковий автомобіль ВАЗ-21099 рухався в аналогічному режимі за аналогічними траєкторіями, але вже при встановленому комплекті коліс з шинами 175/65R14 82T.

4.2 Оцінка похибок вимірювань

Натурні експериментальні дослідження спрямовані на вивчення процесу в реальних умовах з урахуванням впливу різних випадкових чинників навколишнього середовища. Одним із ключових елементів методології експериментальних досліджень є оцінка точності вимірювань. Для проведеного експериментального дослідження розглядаються такі складові точності вимірювань: інструментальні похибки та методичні похибки.

Інструментальні похибки визначаються неточностю використовуваних засобів вимірювання і обумовлені недосконалістю принципу дії та неточністю шкали приладу. Під час експерименту був застосований мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс ВДВММ 4-001, розроблений на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ (рис. 4.6), який містить датчики прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT (табл. 4.3).

Акселерометри Freescale Semiconductor MMA7260QT з трьома робочими осями та діапазоном вимірювання ±14,7 м/с² мають вбудовані фільтри корекції зміни температури, фільтри нижніх частот та крайніх значень. У дослідженнях було задіяно чотири датчика лінійних прискорень, максимальна довжина сполучного кабелю бортової контрольно-вимірювальної системи була менше трьох метрів. Датчики працюють при низькій напрузі в межах 2,2–3,6 В, мають високу чутливість (800 мВ/g), швидку ініціалізацію, гарну стійкість до перепадів напруги та впливу статичної електрики [63]. Напівпровідникові акселерометри Freescale включають ємнісний чутливий елемент G-cell та інтегрований на кристалі вимірювальний ланцюг.

Похибка вимірювань прискорень з використанням контрольно-вимірювальної системи включає похибку встановлення, яка спричиняється відхиленням реальних вимірювальних осей датчиків прискорення від горизонтальних поздовжньої, поперечної та вертикальної осей машини не більше ніж на 3%, а також похибку вимірювань самих датчиків, яка за паспортом не перевищує 1%. Методичні похибки виникають через недосконалість методу вимірювань, що використовується і через спрощення, що закладені в основу методики.

Лінійна поздовжня швидкість руху автомобіля ВАЗ-21099 визначалася шляхом інтегрування згідно з методикою, наведеною в [64]. Для усунення випадкових шумів, які виникають в процесі реєстрації значень лінійних прискорень застосовувався програмний фільтр Баттерворта у відповідності до

рекомендацій Глобальних технічних правил Організації Об'єднаних Націй щодо конструкцій та компонентів, що встановлюються на колісну техніку [65].

В реальних умовах проведення експерименту фіксувалися поздовжні ухили дорожнього полотна, які не перевищували $0{,}3^0$. Отже, показання акселерометра за горизонтальною поздовжньою віссю чутливості будуть відрізнятися від фактичного прискорення автомобіля ВАЗ-21099 через дію гравітаційного поля Землі та мати похибку.

При прискореному русі автомобіля на ділянці дороги з поздовжнім ухилом α, показання акселерометра a_x будуть відрізнятися від фактичного поздовжнього лінійного прискорення машини $\dot{V}_a$ на величину, яка є абсолютною похибкою вимірювання [66]

$$\Delta = a_x - \dot{V}_a = \pm g \cdot \sin\alpha . \tag{4.1}$$

Відносна похибка вимірювання поздовжнього лінійного прискорення автомобіля ВАЗ-21099 визначатиметься за формулою [66]

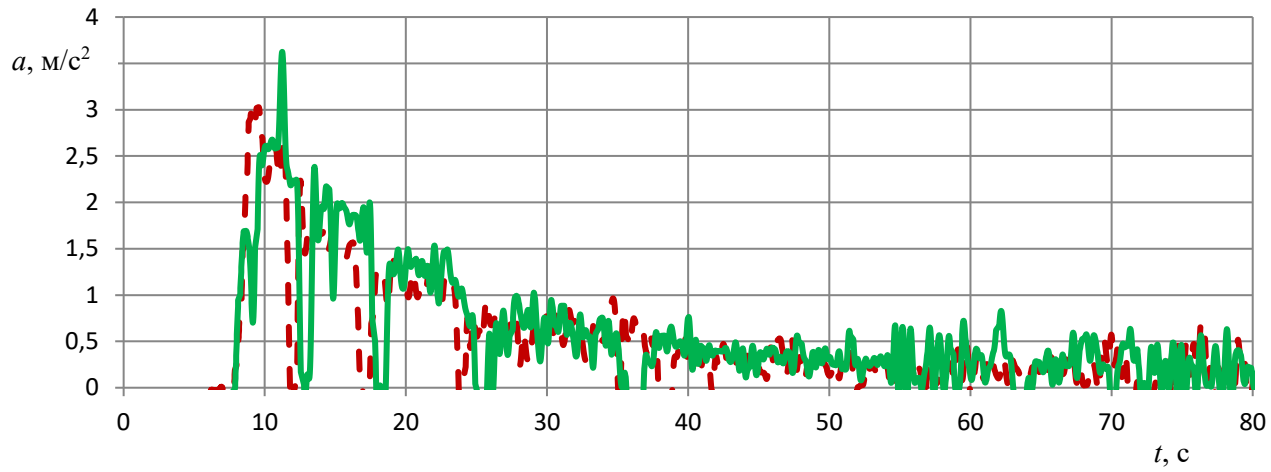
$$\delta = \left| \frac{g \cdot \sin\alpha}{\dot{V}_a} \right| \cdot 100\% . \tag{4.2}$$

Для поздовжнього ухилу дороги у α = $\pm 0{,}3^0$ та значенні лінійного прискорення автомобіля ВАЗ-2109 $\dot{V}_a$ = 3 м/с^2 величина відносної похибки вимірювання лінійного прискорення у відповідності до формули (4.2) складає 1,7%.

Таким чином, сумарна похибка вимірювань поздовжніх лінійних прискорень автомобіля ВАЗ-21099 з урахуванням нормативної похибки показників самих датчиків, похибки встановлення та похибки, обумовленої відхиленнями від горизонтальності дорожнього полотна складає 5,7%.

4.3 Результати обробки вимірювальної інформації, отриманої в процесі експериментального дослідження

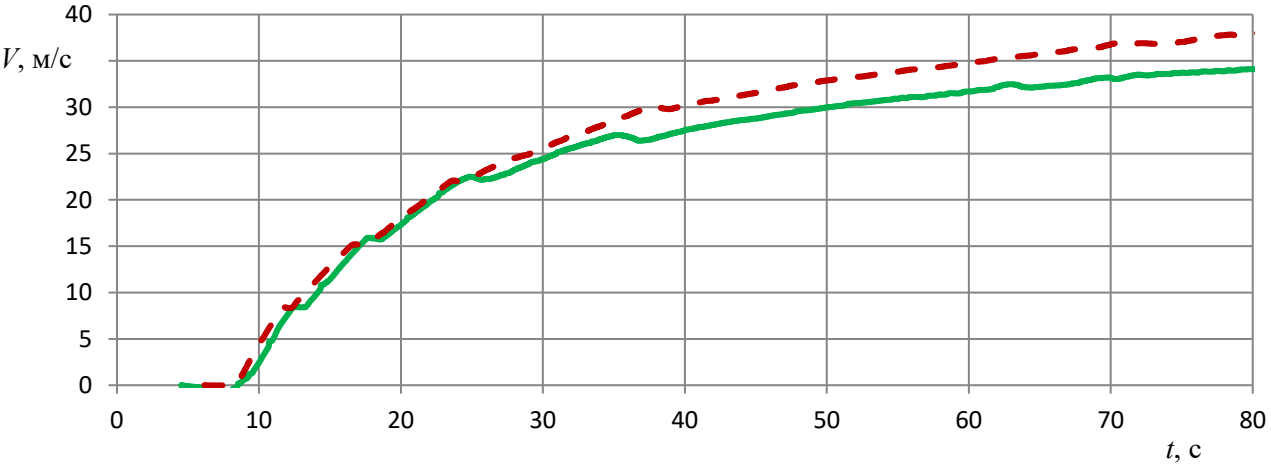
В результаті обробки вимірювальної інформації, отриманої в процесі експериментального дослідження, побудовані графіки зміни поздовжнього лінійного прискорення від часу руху автомобіля ВАЗ-21099 при інтенсивному розгоні з встановленим комплектом шин 175/70R13 82T та комплектом шин збільшеного зовнішнього діаметра 175/65R14 82T (рис. 4.8 – 4.14).



розгін при встановлених шинах 175/70R13

розгін при встановлених шинах 175/65R14

Рисунок 4.8 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні у часі



розгін при встановлених шинах 175/70R13

розгін при встановлених шинах 175/65R14

Рисунок 4.9 – Графіки зміни швидкості автомобіля при розгоні у часі

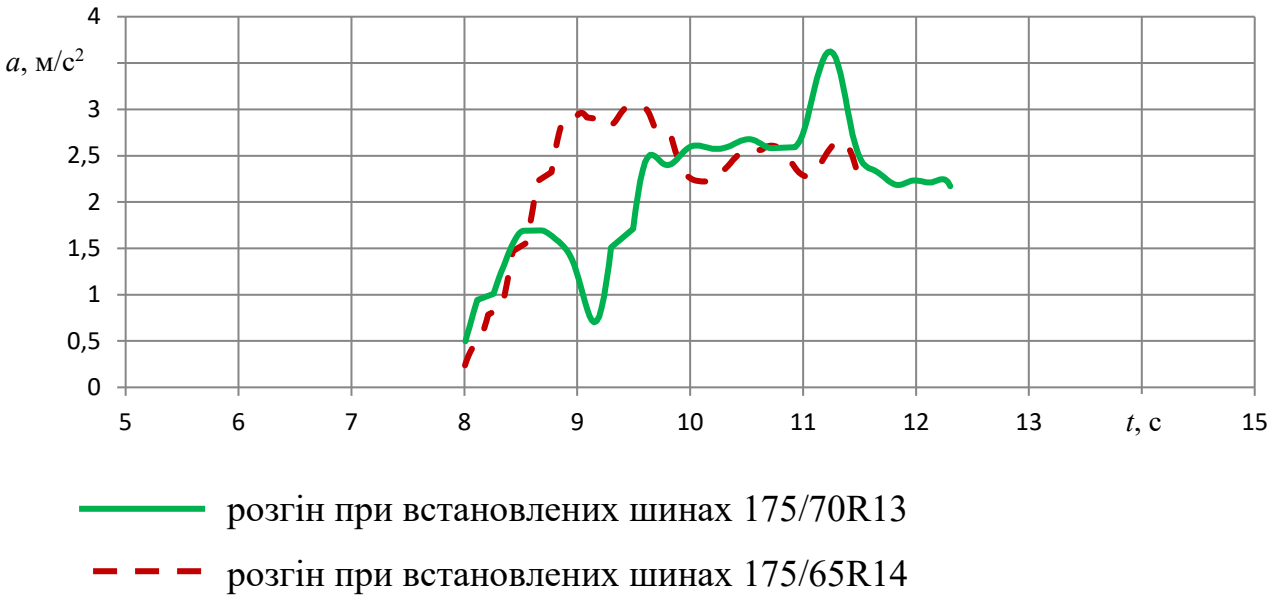


Рисунок 4.10 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні на 1-й передачі у часі

Рисунок 4.11 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні на 2-й передачі у часі

Рисунок 4.12 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні на 3-й передачі у часі

Рисунок 4.13 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні на 4-й передачі у часі

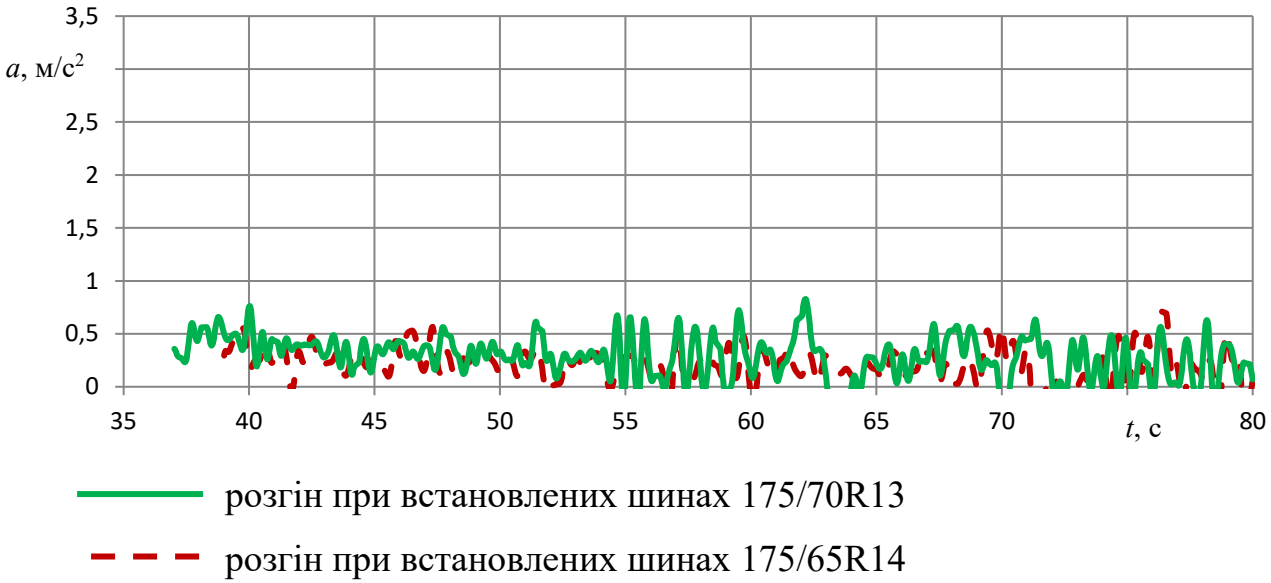


Рисунок 4.14 – Графіки зміни прискорення автомобіля при розгоні на 5-й передачі у часі

За результатами аналізу отриманих графіків слід зазначити наступне.

Встановлення комплекту коліс з шинами збільшеного зовнішнього діаметру 175/65R14 на автомобіль ВАЗ-21099 у порівнянні зі штатним комплектом коліс з шинами 175/70R13 дозволило збільшити максимальну поздовжню лінійну швидкість руху на 11,7 % до 38 м/с. Це в свою чергу підтверджує наявність запасу потужності двигуна, обумовленого меншими фактичними значеннями аеродинамічного спротиву руху у порівнянні з розрахунковими за класичною теорією, який і дозволяє при збільшенні діаметра шин або зниженні передаточного відношення коробки передач збільшити максимальну швидкість руху автомобіля.

4.4 Висновки за розділом 4

1. В процесі експериментального дослідження сумарна похибка вимірювань поздовжніх лінійних прискорень автомобіля ВАЗ-21099 з урахуванням нормативної похибки показників самих датчиків, похибки встановлення та похибки, обумовленої відхиленнями від горизонтальності дорожнього полотна склала 5,7%.

2. Встановлення комплекту коліс з шинами збільшеного зовнішнього діаметру 175/65R14 на автомобіль ВАЗ-21099 у порівнянні зі штатним комплектом коліс з шинами 175/70R13 дозволило збільшити максимальну поздовжню лінійну швидкість руху на 11,7 % до 38 м/с.

3. Підтверджено гіпотезу наявності запасу потужності двигуна, обумовленого меншими фактичними значеннями аеродинамічного спротиву руху у порівнянні з розрахунковими за класичною теорією, який і дозволяє при збільшенні діаметра шин або зниженні передаточного відношення коробки передач збільшити максимальну швидкість руху автомобіля.

ВИСНОВКИ

1. Врахування при проектному розрахунку впливу швидкості руху на коефіцієнт лобового аеродинамічного опору дозволяє підвищити енергоефективність автомобіля за рахунок зменшення максимальної ефективної потужності двигуна.

2. Виконання за запропонованою методикою розрахунки потужності, що витрачається на рух з максимальною швидкістю $V_{a\max} = 160\,км$ автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» виявили її зменшення з 42,64 кВт до 6,079 кВт.

3. Врахування запасу потужності двигуна, який необхідно використовувати для забезпечення формування динамічних властивостей автомобіля в умовах руху по місту, на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» дозволило зменшити максимальну паспортну ефективну потужність двигуна з 52,94 кВт до 36,5 кВт, що становить відносне зменшення на 31%.

4. Закони керування крутним моментом і потужністю двигуна, за умови забезпечення комфортабельності (ривок прискорення дорівнює нулю), дозволяють зменшити витрати потужності двигуна при регулюванні прискорення у порівнянні з нерегульованим розгоном якщо показник n ступеня при швидкості у рівнянні аеродинамічної сили буде перевищувати 1,5. У протилежному випадку регулювання прискорення буде викликати додаткові витрати енергії.

5. Початкове прискорення, яке виникає в момент торкання автомобіля з місця, є показником технічного рівня динамічних властивостей. Цей показник залежить від передатного числа коробки передач на нижній передачі; визначено, що в залежності від маси автомобіля раціональне значення передатного числа коробки передач на нижчій передачі знаходиться у межах 4,183-5,074.

6. Оскільки при встановленні серійного двигуна і двигуна зі зниженим значення ефективної потужності, потужність, яка реалізується, однакова, то

ступінь реалізації максимальної потужності в останньому випадку вище. Визначено взаємозв’язок між ступенем використання максимальної потужності двигуна і відносним зменшенням ефективної втрати палива для карбюраторного двигуна з безпосереднім упорскуванням бензину.

7. Виконані на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута» розрахунки виявили, що раціональне зниження ефективної потужності дозволяє для карбюраторного бензинового двигуна знизити витрати палива на 9,5 %. Для дизелів та двигунів з безпосереднім упорскуванням бензину це приводить до збільшення витрат палива на 6,7 % та 20,3 %, відповідно.

8. В процесі експериментальних досліджень підтверджено гіпотезу наявності запасу потужності двигуна, обумовленого меншими фактичними значеннями аеродинамічного опору у порівнянні із розрахунковими за класичною теорією, який і дозволяє при збільшенні діаметра шин або зниженні передатного відношення коробки передач збільшити максимальну швидкість автомобіля.

9. Встановленням комплекту шин збільшеного зовнішнього діаметру175/65 R14 на автомобіль ВАЗ-21099 у порівнянні зі штатним комплектом шин 175/70 R13 дозволило збільшити максимальну швидкість руху на 11,7 %.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Podrigalo, M., Bogomolov, V., Abramov, D., Tarasov, Y., Kholodov, M., Korobko, A., Shein, V., Tkachenko, A., Efimchuk, V., Igor, G. Increasing Energy Efficiency and Improving Dynamic Properties through Improved Vehicle Design Methods. *SAE Technical Paper.* 2022-01-5076, 2022, https://doi.org/10.4271/2022-01-5076.

2. Подригало М. А., Краснокутський В. М., Кашканов З. А., Ткаченко О. С., Янчик О. Г. Покращення тягово-швидкісних властивостей вдосконалення методів вибору параметрів моторно-трансмісійної установки автомобіля // *Вісник машинобудування та транспорту,* 2021. № 1(13). С. 111–117. DOI: https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-13-1-111-117.

3. Podrigalo, M., Tarasov, Y., Kholodov, M., Shein, V., Tkachenko, A., Kasianenko, O. Assessment of increased energy efficiency of vehicles with a rational reduction of engine capacity // *Automobile Transport,* 2022. № 51. С. 26–34. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.03.

4. Подригало М. А., Ткаченко О. С. Вплив характеристик моторно-трансмісійної установки на показники комфортабельності автомобіля при розгоні // *Механіка, машинознавство та електропостачання : зб. наук. пр. Харків. нац. ун-ту Повітряних Сил*, 2023. № 4 (78). С. 89–94. DOI: https://doi.org/10.30748/zhups.2023.78.11.

5. Ткаченко О. С., Кириченко В. В., Подригало М. А., Закапко О. Г. Керування динамікою розгону автомобіля по критерію комфортабельності. // *Новітні технології – для захисту повітряного простору :* тези доп. XVII Міжнар. конф. ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 14–15 квіт. 2021 р. – Харків: ХНУПС, 2021. С. 381–382.

6. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Холодов М. П., Шеїн В. С., Кас‘яненко О. В. Результати теоретичних та експериментальних досліджень можливості покращення енергоефективності автомобілів та тракторів // *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних*

підприємств : зб. матеріалів всеукр. наук.-практ. он-лайн семінару, 24 трав. 2022 р. – Харків, ХНАДУ, 2022. С. 64–66.

7. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Кравченко О. С. Шеїн В. С. Новий підхід до вибору потужності двигуна на етапі проектування автомобіля // *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств :* зб. матеріалів всеукр. наук.-практ. он-лайн семінару, 24 трав. 2022 р. – Харків, ХНАДУ, 2022. С. 66–68.

8. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Шеїн В. С., Холодов М. П., Кас‘яненко О. В. Оцінка підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зниженні потужності двигунів // *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств :* зб. матеріалів всеукр. наук.-практ. он-лайн семінару, 24 трав. 2022 р. – Харків, ХНАДУ, 2022. С. 80–84.

9. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Кириченко В. В., Рогозін І. О., Краснокутський В. М. Перспективи застосування модульних засобів наземного забезпечення польотів авіації з електричним приводом ведучих коліс // *Новітні технології – для захисту повітряного простору :* тези доп. XVI Міжнар. конф. ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 15–16 квіт. 2020 р. – Харків : ХНУПС, 2020. С. 481.

10. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Шеїн В. С., Холодов М. П., Кас‘яненко О. В. Можливість підвищення енергоефективності автомобілів за рахунок раціонального зниження потужності двигунів // *Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів :* зб. тез доп. наук.-практ. конф., 28 жовт. 2022 р. – Харків : ХНАНГУ, 2022. С. 237–238.

11. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Тарасов Ю. В. Оцінка підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зменшенні потужності двигуна // *Новітні технології – для захисту повітряного простору :* тези доп. XVIII Міжнар. конф. ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 27–28 лип. 2022 р. – Харків : ХНУПС, 2020. С. 375–376.

12. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Краснокутський В. М. Новий метод вибору параметрів моторно-трансмісійної установки // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта здоров'я :* матеріали XXX Міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2022, 19–22 жовт. 2022р. – Харків, 2022. С. 171.

13. Ткаченко О. С., Подригало М. А., Шеїн В. С. Підвищення енергоефективності автомобілів раціональним зменшенням максимальної потужності двигунів // *Новітні технології – для захисту повітряного простору :* тези доп. XIX Міжнар. конф. ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 12–13 квіт. 2023 р. – Харків : ХНУПС, 2023. С. 397.

14. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В.3 та 4.1 Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобві / В. П. Сахно, А. В. Костенко, М. У. Загороднов та ін. Донецьк : Вид-во «Ноулідж», 2014. 444 с.

15. Абрамов Д. В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів : автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2018. 40 с.

16. Тарасов Ю. В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації : автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2021. 40 с.

17. Мазін О. С. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних втрат енергії : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.20. Харків, 2020. 20 с.

18. Клец Д. М. Концепція забезпечення стабільності показників стійкості та керованості автомобілів : автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.20. Харків, 2015. 40 с.

19. Омельченко В. І. Поліпшення енергоефективності транспортних засобів шляхом підвищення коефіцієнта корисної дії колісного рушія: дис. … PhD : спец.274 «Автомобільний транспорт». Харків, 2024. 139 с.

20. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посіб. Київ : Вид. дім «Кондор», 2018. 328 с.

21. Динаміка машин з пружними ланками на прикоаді автомобілів і тракторів : монографія / під ред. М. А. Подригало , О. С. Полянського. Харків : Вид-во «Естет Прінт», 2024. 272 с.

22. Automobil s leps i ucinnosti. Ing.Yulius Mackerle. SNTL – Naklada – telstvi technicke literatury. Praga, 1935.

23. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. Харків : ХНАДУ, 2003. 292 с.

24. Подригало Н. М. Концепція забезпечення ефективності контролю функціональної стабільності моторно-транспортних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2016. 36 с.

25. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів : автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.05.11. Харків, 2014. 41 с.

26. Кайдалов Р. О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою : автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.20. Харків, 2018. 40 с.

27. Подригало М. А., Бобошко О. А., Коряк О. А. Вібростійкість моторно-трансмісійних установок з двигунами внутрішнього згоряння // *Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту :* зб. матеріалів VIII Міжнар. наук.-практ. конф., 14–15 квіт. 2020 р. – Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268–271.

28. Теоретичні основи побудови військової колісної техніки з комбінованим електромеханічним приводом коліс / М. А. Подригало та ін. Харків : НАНТУ, 2019. 271 с.

29. Подригало М. А., Тарасов Ю. В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів : *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків, 2019. Вип. 2 (34). С. 29–35.

30. Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Драгун О. С., Радченко І. О., Лукашенко С. С. Оцінка питомої потужності двигуна при проектуванні автотранспортних засобів // *Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів*. *Науковий журнал,* 2020. № 21. С. 222–228.

31. Подригало М. А., Абрамов Д. В., Дубінін Е. О., Шеїн В. С., Тарасов Ю. В. Оцінка пристосованості легкових автомобілів за аеродинамічними характеристиками до підвищення потужності двигуна при модернізації // *Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів*. *Науковий журнал,* 2021. № 24. С. 8–16.

32. Abramov D., Tarasov Yu., Kholodov M. Improvement evaluation methodology of vehicle load and energy efficiency // *Автомобільний транспорт,* 2021. № 49. С. 36–44.

33. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Жовтоног О. М. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією // *Наукові нотатки : міжвуз. зб. (за галузями знань «Технічні науки»)*. Луцьк, 2017. Вип. 57. С. 152–160.

34. Кайдалов Р. О., Подригало М. А. Раціональна динамічна характеристика автомобіля // *Вісник машинобудування та транспорту.* Вінниця, 2017. № 2(6). С. 78–85.

35. Podrigalo M., Klets D., Mazin A. etc. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency // *Eastern European Journal of Enterprise Technologies.* Kharkiv, 2017. № 7(89). P. 58–64.

36. Кайдалов Р. О., Подригало М. А. Оцінка економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі // *Механіка та машинобудування.* 2017. № 1. С. 98–105.

37. Подригало М. А., Бажинов О. В., Кайдалов Р. О. та ін. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля // *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця, 2018. № 2(8). С. 85–91.

38. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Абрамов Д. В. та ін. Визначення коефіцієнта падіння потужності автомобілів, які входять до складу військової колони // *Новітні технології для захисту повітряного простору :* тези доп. XII наук. конф. ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 13–14 квіт. 2016 р. – Харків : ХНУПС, 2016. С. 296–297.

39. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment // *Energy conversion engineering conference.* 11–16 august 1966. YECEC96. Proceedings of the 31 st Intersociety. Volume 3, P. 1809–1812.

40. Rezan Yazar. Vehicle dynamics: Theory and applications. Springer, 2008. P. 1022.

41. Коробко А. І., Подригало М. А., Мазін О. І. Оцінка витрат потужності та енергії двигуна під час руху машини «крабом» // *Техніко-технологічні аспекти розвитку і випробовувань нової техніки і технології для сільського господарства України.* Дослідницьке, 2018. Вип. 23 (37). С. 231–236.

42. Динаміка колеса автомобіля : монографія / А. І. Абдулгазіс, Д. В. Абрамов, М. П. Артьомов та ін. Харків : ХНАДУ, 2019. 199 с.

43. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Кудімов С. А., Ефимчук В. М. Раціональне управління розгоном повнопривідного електроавтомобіля // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, 2019. № 15. С. 58–63.

44. Подригало М. А., Тарасов Ю. В. застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує // *Вісник Тернопільського національного технічного університету.* Тернопіль, 2012. № 1. С. 59–64.

45. Подригало М. А., Кашканов А. А., Коряк А. А. Забезпечення енергоефективності трансмісії автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ // *Вісник машинобудування та транспорту,* 2021. № 1. С. 102–110.

46. Podrigalo M., Bogomolov V., Kholodov M. etc. Energy efficiency of vehicles with combined electromechanical drive of driving wheels. *SAE Univernational all rights reserved 2020-01-2260.* 15 September 2020. Published.

47. Podrigalo M., Kholodov M., Baitsur M. etc. Methods of evaluating the efficiency and vibration stability of vehicles with internal combustion engine. *SAE Technical*. August 2021. Paper 2021-01-1025. DOI:10.4271/2021-01-1025.

48. Подригало М. А., Коряк О. О. Динаміка автомобіля з автоматичною без ситуаційною коробкою передач // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр.* – Харків, 2020. Вип. 90. С. 73–79.

49. Фасий В. Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.05.20. Харків, 2012. 20 с.

50. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, та ін. Харків : ХНАДУ, 2014. 204 с.

51. Шуляк М.Л. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах: автореф. дис. … докт. техн. наук : 05.22.02. Харків, 2017. 40 с.

52. Корнач О. А. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей іпаливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2014. 20 с.

53. Горбака М. М. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів при їх переобладнанні : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2006. 20 с.

54. Бумага О. Д. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2005. 20 с.

55. Мороз В. В. Вибір доцільного типу двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.20. Київ, 2005. 20 с.

56. Криворот А. І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.02. Київ, 2020. 20 с.

57. Сергієнко А. М. Раціональне використання енергії автомобіля з гібридною силовою установкою та електроматеріалами : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.05.02. Харків, 2014. 21 с.

58. Abdulgazis A., Podrigalo M. A new approach to assessment of vehicular traction dynamics. *ICMTMTE 2020*. IOP. Lonf Series Materials Science and Engineering, 971 (2020) 052100. P. 1–7.

59. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. Т. 5. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А. П. Марченко, проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. 360 с.

60. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ / за ред. проф. А. П. Марченко, проф. А. Ф. Шеховцова. Харків: ХНАДУ, 2004. 324 с.

61. Характеристики VAZ 21009. URL: http://auto.ria.com/ua/car/vaz-lada/21009/207580/tth . (дата звернення: 10.04.2024).

62. Пат. 51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях: № 201001136 : заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

63. Freescale Semiconductor. Micromachined Accelerometer. Technical Data. Freescale Semiconductor, Inc., 2005–2008. URL: http://www.npx.com/docs/en/data-sheet/MMA7260QT.pdf. (дата звернення: 10.04.2024).

64. Подригало М., Коробко А., Клец Д. та ін. Підвищення точності вимірювання параметрів руху автомобіля в процесі динамічних випробувань // *Метрологія та прилади. Науково-виробничий журнал*. 2010. № 3. С. 49–52.

65. Electronic Sustainability Systems: Global Technical Regulation No. 8. United Nations. Entered into the global registry on June 26, 2008. 2008. 116 с.

66. Абрамов Д. В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів : дис. … докт. техн. наук : 05.05.02. Харків, 2018. 480 с.

67. Кузьменко А. П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння : автореф. дис. ... канд. техн. наук. 05.05.03. Харків, 2012. 20 с.

ДОДАТОК А
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

д-р економ. наук, професор

Ілля ДМИТРІЄВ

25 2024

Акт

про впровадження результатів дисертаційного дослідження

на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Ткаченка Олександра Сергійовича

в практичну і навчальну діяльність "Навчально-науково-випробувальної лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково-технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді"

Комісія у складі: голови – проректора з науково-педагогічної роботи доцента, кандидата технічних наук Ужви Анатолія Вікторовича та членів комісії: - завідувача кафедри автомобілів професора, доктора технічних наук Клименко Валерія Івановича, завідувача навчально-науково-випробувальної лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково-технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді Лукашова Івана Володимировича, дійшли висновку що отримані та запропоновані наукові результати дисертаційного дослідження Ткаченка Олександра Сергійовича на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» мають суттєвий ступень новизни, необхідний теоретичний рівень, практичну значимість і є достатньо обґрунтованими та актуальними. Результати дослідження Ткаченка Олександра Сергійовича впроваджено у практичну діяльність Навчально-

науково-випробувальної лабораторії швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розвитку науково-технічної творчості та національно-патріотичного виховання молоді. Зокрема, для практичного використання прийняті наступні результати:

– методика визначення максимальної ефективної потужності двигуна при умові збереження потрібного рівня показників динамічних властивостей з урахуванням залежності коефіцієнту лобового аеродинамічного опору від швидкості

– удосконалено методику вибору передатних відношень трансмісії з урахуванням раціонального зменшення максимальної ефективної потужності двигуна.

Голова комісії:
Проректор з науково-педагогічної роботи
доцент, кандидат технічних наук Анатолій УЖВА

Члени комісії:
завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула
професор, доктор технічних наук Валерій КЛИМЕНКО

завідувач «навчально-науково-випробувальної лабораторії
швидкісних автомобілів імені В.К. Нікітіна Харківського
національного автомобільно-дорожнього університету
з розвитку науково-технічної творчості та
національно-патріотичного виховання молоді» Іван ЛУКАШОВ

25 Вересня 2024

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний виконавчий директор

ПРАТ «ЗАЗ»

М.М. Євдокименко

10 10 2024р

Акт

Про впровадження результатів дисертаційного дослідження

на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Ткаченка Олександра Сергійовича

В практичну діяльність Приватного акціонерного товариства «ЗАЗ»

Комісія у складі : голови Начальника технічного центру Ральченко Юрія Юрійовича та членів комісії: заступника головного конструктора Помогаєва Олега Леонідовича та провідного інженера конструктора Назарова Володимира Івановича дійшла висновку про можливість впровадження у практичну діяльність при проведенні проектно- конструкторських та науково-дослідних робіт результатів дисертаційного дослідження Ткаченка Олександра Сергійовича за темою «Покращення енергоефективності легкових автомобілів раціональним вибором параметрів моторно-трансмісійної установки» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

Приватним акціонерним товариством «ЗАЗ» для практичного використання прийняті наступні результати:

- Методику удосконаленого тягового розрахунку автомобілів при використанні більш точного визначення коефіцієнта лобового аеродинамічного опору.

Голова комісії : Ю.Ю. Ральченко

Члени комісії: О.Л. Помогаєв

В.І. Назаров

10 00 2024 р

ДОДАТОК В
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз: Podrigalo, M., Bogomolov, V., Abramov, D., Tarasov, Y., Kholodov, M., Korobko, A., Shein, V., Tkachenko, A., Efimchuk, V., Igor, G. Increasing Energy Efficiency and Improving Dynamic Properties through Improved Vehicle Design Methods. *SAE Technical Paper.* 2022-01-5076, 2022, https://doi.org/10.4271/2022-01-5076 .

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Подригало М.А., Краснокутський В.М., Кашканов З.А., Ткаченко О.С., Янчик О.Г. Покращення тягово-швидкісних властивостей вдосконалення методів вибору параметрів моторно-трансмісійної установки автомобіля. *Вісник машинобудування та транспорту,* 2021. № 1(13). С. 111-117. DOI: https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-13-1-111-117.

3. Podrigalo, M., Tarasov, Y., Kholodov, M., Shein, V., Tkachenko, A., Kasianenko, O. Assessment of increased energy efficiency of vehicles with a rational reduction of engine capacity. *Automobile Transport,* 2022. № 51. С. 26-34. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2022.51.0.03

4. Подригало М.А., Ткаченко О.С. Вплив характеристик моторно-трансмісійної установки на показники комфортабельності автомобіля при розгоні. *Механіка, машинознавство та електропостачання. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 2023. № 4 (78). С. 89-94. DOI: https://doi.org/10.30748/zhups.2023.78.11.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

5. Ткаченко О.С., Кириченко В.В., Подригало М.А., Закапко О.Г. Керування динамікою розгону автомобіля по критерію комфортабельності. *Новітні технології – для захисту повітряного простору:* тези доповідей XVII

Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 14-15 квітня 2021 р., Харків: ХНУПС, 2021. С. 381-382.

6. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Холодов М.П., Шеїн В.С., Кас‘яненко О.В. Результати теоретичних та експериментальних досліджень можливості покращення енергоефективності автомобілів та тракторів. *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств.* Збірник матеріалів всеукраїнського науково-практичного он-лайн семінару, 24 травня 2022 р., Харків, ХНАДУ, 2022. С. 64-66.

7. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Кравченко О.С. Шеїн В.С. Новий підхід до вибору потужності двигуна на етапі проектування автомобіля. *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств.* Збірник матеріалів всеукраїнського науково-практичного он-лайн семінару, 24 травня 2022 р., Харків, ХНАДУ, 2022. С. 66-68.

8. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С., Холодов М.П., Кас‘яненко О.В. Оцінка підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зниженні потужності двигунів. *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств.* Збірник матеріалів всеукраїнського науково-практичного он-лайн семінару, 24 травня 2022 р., Харків, ХНАДУ, 2022. С. 80-84.

9. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Кириченко В.В., Рогозін І.О., Краснокутський В.М. Перспективи застосування модульних засобів наземного забезпечення польотів авіації з електричним приводом ведучих коліс. *Новітні технології – для захисту повітряного простору:* тези доповідей XVI Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 15-16 квітня 2020 р., Харків: ХНУПС, 2020. С. 481.

10. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С., Холодов М.П., Кас‘яненко О.В. Можливість підвищення енергоефективності автомобілів за рахунок раціонального зниження потужності двигунів. *Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів.* Збірник тез доповідей науково-

практичної конференції, 28 жовтня 2022 р., Харків, ХНАНГУ, 2022. С. 237-239.

11. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Тарасов Ю.В. Оцінка підвищення енергоефективності автомобілів при раціональному зменшенні потужності двигуна. *Новітні технології – для захисту повітряного простору:* тези доповідей XVIII Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 27-28 липня 2022 р., Харків: ХНУПС, 2022. С. 366.

12. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Краснокутський В.М. Новий метод вибору параметрів моторно-трансмісійної установки. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта здоров'я.* Матеріали XXX Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022, 19-22 жовтня 2022р., Харків, 2022. С. 171.

13. Ткаченко О.С., Подригало М.А., Шеїн В.С. Підвищення енергоефективності автомобілів раціональним зменшенням максимальної потужності двигунів. *Новітні технології – для захисту повітряного простору:* тези доповідей XIX Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2023 р., Харків: ХНУПС, 2023. С. 397.