

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Міщенко Микита Тимофійович

УДК 621.436

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛОВИХ УСТАНОВОК**  
**НАЗЕМНОГО ТРАНСПОРТУ**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування  
Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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



М.Т. Міщенко

Науковий керівник  
Марченко Андрій Петрович  
доктор технічних наук, професор

Харків 2025

## АНОТАЦІЯ

*Мищенко М.Т.* Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії (PhD) за спеціальністю 142 – Енергетичне машинобудування. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2025.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі, пов'язаної з впливом водневих добавок на роботу бензинових двигунів у складі гібридних силових установок з метою зниження викидів CO<sub>2</sub> та підвищення паливної ефективності. Актуальність теми обумовлена глобальними екологічними викликами, зокрема необхідністю зменшення негативного впливу автомобільного транспорту на довкілля шляхом декарбонізації двигунів внутрішнього згоряння.

*Об'єкт дослідження* – процеси згоряння, викиди шкідливих речовин та декарбонізація силових установок наземного транспорту.

*Предмет дослідження* – ефективність силових установок наземного транспорту в аспекті декарбонізації, зокрема шляхом застосування добавок водню до основного палива.

*Метою дисертаційної роботи* є аналіз та обґрунтування вибору сучасної силової установки наземного транспорту шляхом комплексного оцінювання техніко-економічних, екологічних та експлуатаційних характеристик задля підвищення енергоефективності та зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище.

У *вступі* обґрунтовано актуальність проблеми викидів CO<sub>2</sub> від наземного транспорту та висвітлено її важливість, яка обумовлена глобальними екологічними викликами, зокрема необхідністю зменшення негативного впливу автомобільного транспорту на довкілля шляхом декарбонізації двигунів внутрішнього згоряння. Аналізуючи сучасний стан розробок в сфері транспортних силових установок, визначено, що існуючі рішення не завжди

здатні забезпечити оптимальні показники екологічності та паливної економічності, особливо в умовах зростаючої кількості наземного транспорту в світі.

У *першому розділі* проведено аналіз проблем та перспектив розвитку силових установок на автомобільному транспорті. Досліджено світові тенденції патентування в галузі автомобільних силових установок, оцінено рівень викидів CO<sub>2</sub> у навколишнє середовище, та розглянуто можливості використання водню як добавки до палива для зменшення шкідливих викидів. Визначено вплив фізико-хімічних властивостей водню на ефективні показники роботи двигуна.

У *другому розділі* представлено результати експериментальних досліджень. Описано методику проведення експериментів, порядок випробувань та побудовано зовнішню швидкісну характеристику двигуна 4С7,6/6,6.

У *третьому розділі* розроблено математичну модель робочого процесу двигуна 4С7,6/6,6, що працює на бензино-водневій суміші. Визначено диференційні рівняння процесів масообміну і теплообміну, визначено теплофізичні властивості паливної суміші, запропоновано емпіричні залежності моделі І.І. Вібе, змодельовано процес згоряння та ідентифіковано математичну модель за експериментальними даними.

У *четвертому розділі* розглянуто реалізацію концепції декарбонізації транспортних силових установок, що працюють на суміші водню та традиційного пального. Запропоновано структуру та режими роботи гібридної силової установки, модифікацію двигуна для роботи на такій паливній суміші та оцінено ефективність впровадження цих технологій у практичне використання.

У *п'ятому розділі* представлено результати розрахункових досліджень. Виконано аналіз характеристик роботи двигуна 4С7,6/6,6, розраховано їздовий цикл NEDC для концептуальної схеми гібридної силової установки. Отримані результати дозволяють оцінити потенційне зниження викидів CO<sub>2</sub> та

підвищення паливної ефективності при використанні водню у складі паливної суміші. Встановлено, що запропоновані рішення дозволяють покращити паливну економічність та екологічність бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 у складі гібридної силової установки. Також наведені узагальнення та рекомендації щодо використання результатів дисертаційної роботи.

*У висновках* наведено основні результати наукової роботи щодо вирішення поставлених наукових задач дослідження.

*У додатках* наведено список публікацій здобувача за темою дисертації, фрагмент тексту програми розрахунку їздового циклу NEDC, а також, акти впровадження результатів дисертаційної роботи та копія заявки на корисну модель.

*За результатами дослідження отримано такі наукові результати:*

– вперше за допомогою теоретичної моделі досліджено ефект повного переходу автомобільного парку мегаполіса на електромобілі з точки зору зміни показників емісії CO<sub>2</sub>;

– удосконалено математичну модель розрахунку робочого процесу бензинового двигуна, що працює з добавкою водню до основного палива, яка, на відміну від інших, дозволяє варіювати складом палива та визначити вміст CO<sub>2</sub> у відпрацьованих газах;

– вперше запропоновано емпіричні залежності показників моделі І.І. Вібе для розрахунку процесу згоряння в бензиновому двигуні, який працює з добавкою водню до основного палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики;

– вперше запропоновано концептуальну схему для двигуна 4Ч7,6/6,6, який розглядається як макетний зразок, адаптований для роботи з добавкою водню до традиційного палива у складі гібридної силової установки.

*Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:*

– результати аналізу динаміки патентування в сфері бензинових, дизельних, водневих та гібридних силових установок, а також електромобілів за останні десять років свідчать про підвищення даного показника в сфері ГСУ

у 1,37 рази, електромобілів у 1,3 рази та для напрямку водневі силові установки у 26 разів;

– результати розрахунків за досліджуваною моделлю повного переходу автопарку мегаполіса на електромобілі свідчать про те, що емісія CO<sub>2</sub> виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік в умовах дослідної моделі, перевищують у 66,4 разів викиди від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік в реальних умовах;

– результати розрахункових досліджень ефективності ГСУ шляхом моделювання їздового циклу NEDC дозволили визначити вплив від застосування добавки водню в бензиновому двигуні, який працює у складі гібридної силової установки легкового автомобіля на показники емісії CO<sub>2</sub> та паливну економічність;

– результати розрахункового дослідження свідчать про підвищення показників екологічності та паливної ефективності бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 з застосуванням добавки водню шляхом впровадження гібридної схеми СУ. В результаті запропонованих рішень досягнуто зниження витрати палива на 10,2% та зниження вмісту CO<sub>2</sub> на 10,3% у відпрацьованих газах, сформовано рекомендації щодо зміни конструкції двигуна та застосування технічних рішень для переходу на гібридну схему з використанням добавки водню до основного палива. Також здобувачем подано заявку на корисну модель, що стосується способу живлення чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням шляхом безпосереднього впорскування водню в циліндри;

– отримані результати, пов'язані з аналізом впливу водневих добавок на роботу двигуна, використовуються при викладанні навчальної дисципліни «Хімотологія та нуль-вуглецеві джерела живлення силових агрегатів транспортних засобів» в якості матеріалів для практичних занять та лекцій. Досліджені режими роботи ДВЗ у складі гібридних силових установок застосовуються при лабораторних випробуваннях у науково-дослідній лабораторії НТУ «ХП».

За результатами дослідження підтверджено практичну та теоретичну цінність розроблених методів, сформульовано узагальнення та пропозиції для використання результатів дисертаційного дослідження та сформульовано рекомендації щодо вибору сучасної силової установки наземного транспорту на основі використання добавки водню в двигунах з іскровим запалюванням.

*Ключові слова:* двигун внутрішнього згоряння, моделювання, процес згоряння, дизельний двигун, альтернативні моторні палива, викиди, токсичність, енергоустановки, водень, відпрацьовані гази, питома потужність, сучасний транспорт, паливо, паливоповітряний заряд.

#### *Список публікацій здобувача*

*Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати:*

Статті у виданнях, які включені до наукометричних баз Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. Mishchenko M. The effect of hydrogen addition to traditional petrol engine fuel in a hybrid power plant on its environmental performance and fuel efficiency / Depczyński W., Marchenko A., Mishchenko S., Mishchenko M. // *Combustion Engines*, 2025. Vol. 200 (1). P. 87-94.

Статті у періодичних наукових виданнях, що увійшли до переліку наукових фахових видань України:

2. Mishchenko M. Defining innovative areas and prospects to develop the patenting of technological advances in the automotive power plant industry / Mishchenko M. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. Vol. 1, № 13 (127). P. 92-102.

3. Міщенко М.Т. Дослідження параметрів згоряння бензину з добавкою водню в двигуні з іскровим запалюванням на режимах зовнішньої швидкісної характеристики / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Двигуни внутрішнього згоряння*. Харків: НТУ «ХПІ», 2024. №. 1. С. 52-60.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

4. Міщенко М.Т. Особливості експлуатації автомобілів з електроприводом в сучасних умовах розвитку енергетичної галузі в Україні /

Марченко А.П., Міщенко М.Т., Будьонний М.М. // *Marine power plants and operation* : матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ (м. Карасу, Стамбул – Одеса, Україна, 29-30 квітня 2021 р.). – Одеса: Одеський Національний морський університет, 2021. – С. 346-352.

5. Міщенко М.Т. Тенденції розвитку конструкції автомобілів в напрямі підвищення екологічності / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції (м. Харків, 27-29 жовтня 2021 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. – С. 45-47.

6. Міщенко М.Т. Тенденції розвитку автомобільних силових установок в напрямі підвищення їх екологічності / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції (м. Харків, 27-29 жовтня 2021 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. – С. 417-420.

7. Міщенко М.Т. Перспективи використання гібридного палива на транспортних енергетичних силових установках / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Marine power plants and operation* : матеріали IV Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ (м. Карасу, Стамбул – Одеса, Україна, 18-21 квітня 2022 р.). – Одеса: Одеський Національний морський університет, 2022. – С. 248-254.

8. Міщенко М.Т. Покращення екологічності гібридних енергетичних установок на базі ДВЗ / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD)* : тези доповідей XXX Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022 (м. Харків, 19–21 жовтня 2022 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2022. – С. 104.

9. Міщенко М.Т. Водень–альтернативне паливо транспортних ДВЗ / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Інформаційні технології: наука, техніка,*

*технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD)* : тези доповідей XXXI Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2023 (м. Харків, 17–20 травня 2023 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023. – С. 143.

10. Міщенко М.Т. Дослідження тенденції світового розвитку патентування розробок в галузі автомобілебудування / Міщенко М.Т. // *Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців* : наукові праці IV Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника (м. Харків, 23–25 жовтня. 2023 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2023. – С. 141-143.

11. Міщенко М.Т. Аналіз екологічного впливу різних типів силових установок автомобілів / Міщенко М.Т., Чучуменко Б.С. // *Теоретичні та практичні дослідження молодих вчених* : матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції магістрантів та аспірантів (м. Харків, 19-22 листопада 2024 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2024. – С. 260.

12. Міщенко М.Т. Дослідження впливу добавки водню на параметри згоряння в бензиновому двигуні / Міщенко М.Т., Чучуменко Б.С. // *Сучасний стан та проблеми двигунобудування* : матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції (м. Миколаїв, 21-22 листопада 2024 р.). – Миколаїв: Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, 2024. – С. 81-82.

## ABSTRACT

*Mishchenko M.T.* Analysis of the efficiency of power plants of land transport. Qualification scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in speciality 142 – Power Engineering – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, 2025.

The dissertation is devoted to solving a pressing scientific and technical problem related to the influence of hydrogen additives on the operation of gasoline engines in hybrid power plants in order to reduce CO<sub>2</sub> emissions and increase fuel efficiency. The relevance of the topic is due to global environmental challenges, in particular the need to reduce the negative impact of road transport on the environment by decarbonizing internal combustion engines.

*The object of study is the* combustion processes, emissions of harmful substances and decarbonization of land transport power plants.

*The subject of the study is* the efficiency of land transport power plants in terms of decarbonization, in particular by using hydrogen additives to the main fuel.

*The purpose of the dissertation is* to analyze and justify the choice of a modern power plant for land transport through a comprehensive assessment of technical, economic, environmental and operational characteristics in order to increase energy efficiency and reduce harmful impacts on the environment.

*The introduction* substantiates the relevance of the problem of CO<sub>2</sub> emissions from land transport and highlights its importance, which is due to global environmental challenges, in particular the need to reduce the negative impact of road transport on the environment by decarbonizing internal combustion engines. Analyzing the current state of developments in the field of transport power plants, it is determined that existing solutions are not always able to provide optimal environmental performance and fuel efficiency, especially in the context of the growing number of land transport in the world.

*The first section* analyzes the problems and prospects for the development of power plants in automotive transport. Global patenting trends in the field of automotive power plants are studied, the level of CO<sub>2</sub> emissions into the environment is estimated, and the possibilities of using hydrogen as a fuel additive to reduce harmful emissions are considered. The influence of the physicochemical properties of hydrogen on the effective performance of the engine is determined.

The *second section* presents the results of experimental studies. The experimental methodology, the test procedure and the external speed characteristic of the 4CH7,6/6,6 engine are described.

*In the third section*, a mathematical model of the working process of the 4CH7,6/6,6 engine, operating on a gasoline-hydrogen mixture, is developed. Differential equations of mass transfer and heat transfer processes are determined, the thermophysical properties of the fuel mixture are determined, empirical dependencies of the I.I. Wiebe model are proposed, the combustion process is simulated and the mathematical model is identified based on experimental data.

*The fourth section* considers the implementation of the concept of decarbonization of transport power plants operating on a mixture of hydrogen and traditional fuel. The structure and operating modes of a hybrid power plant are proposed, the engine modification for operation on such a fuel mixture is proposed, and the effectiveness of implementing these technologies in practical use is assessed.

*The fifth section* presents the results of computational studies. The performance characteristics of the 4CH7.6/6.6 engine are analyzed, the NEDC driving cycle is calculated for the conceptual scheme of the hybrid power plant. The results obtained allow us to assess the potential reduction in CO<sub>2</sub> emissions and increase in fuel efficiency when using hydrogen in the fuel mixture. It is established that the proposed solutions allow us to improve the fuel economy and environmental friendliness of the 4CH7.6/6.6 gasoline engine in the hybrid power plant. Generalizations and recommendations for using the results of the dissertation are also given.

*The conclusions* present the main results of the scientific work on solving the research tasks.

*The appendices* include a list of the applicant's publications on the topic of the dissertation, a fragment of the text of the NEDC driving cycle calculation program, as well as acts of implementation of the results of the dissertation work and a copy of the application for a utility model.

*The study has produced the following scientific results:*

- for the first time, the effect of a complete transition of the metropolitan car fleet to electric vehicles from the point of view of changes in CO<sub>2</sub> emission indicators was investigated using a theoretical model;

- the mathematical model for calculating the working process of a gasoline engine operating with hydrogen added to the main fuel has been improved, which, unlike others, allows you to vary the fuel composition and determine the CO<sub>2</sub> content in exhaust gases;

- for the first time, empirical dependences of the indicators of the I.I. Wiebe model have been proposed for calculating the combustion process in a gasoline engine operating with hydrogen added to the main fuel in the modes of external speed characteristics;

- for the first time, a conceptual scheme for the 4Ch7.6/6.6 engine has been proposed, which is considered as a prototype adapted for operation with hydrogen added to traditional fuel as part of a hybrid power plant.

*The practical significance of the results is as follows:*

- the results of the analysis of the dynamics of patenting in the field of gasoline, diesel, hydrogen and hybrid power plants, as well as electric vehicles over the past ten years indicate an increase in this indicator in the field of gasoline-powered vehicles by 1.37 times, electric vehicles by 1.3 times, and for the direction of hydrogen power plants by 26 times;

- the results of calculations according to the studied model of the complete transition of the metropolitan car fleet to electric vehicles indicate that the CO<sub>2</sub> emissions from the production of electricity consumed by electric vehicles per year under the conditions of the experimental model exceed by 66.4 times the emissions

from the production of electricity consumed by electric vehicles per year under real conditions;

- the results of the calculation studies of the efficiency of gasoline-powered vehicles by modeling the NEDC driving cycle made it possible to determine the impact of the use of a hydrogen additive in a gasoline engine operating as part of a hybrid power plant of a passenger car on CO<sub>2</sub> emission indicators and fuel efficiency;

- the results of the calculation study indicate an increase in the environmental friendliness and fuel efficiency of the 4Ch7.6/6.6 gasoline engine with the use of hydrogen additives by implementing a hybrid SU scheme. As a result of the proposed solutions, a 10.2% reduction in fuel consumption and a 10.3% reduction in CO<sub>2</sub> content in exhaust gases were achieved, recommendations were made on changing the engine design and applying technical solutions for switching to a hybrid scheme using hydrogen additives to the main fuel. The applicant also filed an application for a utility model relating to a method of powering a four-stroke engine with spark ignition by direct injection of hydrogen into the cylinders;

- the obtained results related to the analysis of the influence of hydrogen additives on engine operation are used in teaching the academic discipline «Chemology and zero-carbon power sources for vehicle power units» as materials for practical classes and lectures. The studied operating modes of internal combustion engines as part of hybrid power plants are used in laboratory tests in the research laboratory of NTU «KhPI».

The results of the study confirmed the practical and theoretical value of the developed methods, formulated generalizations and proposals for using the results of the dissertation research, and formulated recommendations for choosing a modern power plant for land transport based on the use of hydrogen additives in spark-ignition engines.

*Keywords:* internal combustion engine, modeling, combustion process, diesel engine, alternative motor fuels, emissions, toxicity, power plants, hydrogen, exhaust gases, specific power, modern transport, fuel, fuel-air charge.

*List of publications of the applicant*

Articles in publications included in the Web of Science Core Collection and/or Scopus scientometric databases:

1. Mishchenko M. The effect of hydrogen addition to traditional petrol engine fuel in a hybrid power plant on its environmental performance and fuel efficiency / Depczyński W., Marchenko A., Mishchenko S., Mishchenko M. // *Combustion Engines*, 2025. Vol. 200 (1). P. 87-94.

Articles in periodical scientific publications included in the list of scientific professional publications of Ukraine:

2. Mishchenko M. Defining innovative areas and prospects to develop the patenting of technological advances in the automotive power plant industry / Mishchenko M. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. Vol. 1, № 13 (127). P. 92-102.

3. Mishchenko M.T. Study of the parameters of combustion of petrol with the addition of hydrogen in a spark ignition engine in the modes of external speed characteristics / Marchenko A.P, Mishchenko M.T. // *Internal Combustion Engines*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2024. №. 1. P. 52-60.

*Scientific papers that certify the approbation of the dissertation materials:*

*Published papers of a testing nature:*

4. Mishchenko M.T. Features of operation of electric drive vehicles in modern conditions of development of the energy industry in Ukraine / Marchenko A.P., Mishchenko M.T., Budyonnyi M.M. // *Marine power plants and operation: proceedings of the III International Scientific and Practical Marine Conference of the Department of SEU and TE (Karasu, Istanbul – Odesa, Ukraine, 29-30 April 2021)*. – Odesa: Odesa National Maritime University, 2021. – C. 346-352.

5. Mishchenko M.T. Trends in the development of car design in the direction of increasing environmental friendliness / Marchenko A.P, Mishchenko M.T., Mishchenko S.G. // *The latest technologies in the automotive industry, transport and in the training of specialists: scientific papers of the International Scientific and Practical Conference (Kharkiv, 27-29 October 2021)*. – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Road University, 2021. – C. 45-47.

6. Mishchenko M.T. Trends in the development of automotive power plants in the direction of increasing their environmental friendliness / Marchenko A.P., Mishchenko M.T., Mishchenko S.G. // *The latest technologies in the automotive industry, transport and in the training of specialists: scientific papers of the International Scientific and Practical Conference* (Kharkiv, 27-29 October 2021). – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Road University, 2021. – C. 417-420.

7. Mishchenko M.T. Prospects for the use of hybrid fuel in transport energy power plants / Marchenko A.P., Mishchenko M.T., Mishchenko S.G. // *Marine power plants and operation: proceedings of the IV International Scientific and Practical Marine Conference of the Department of SEU and TE*. (Karasu, Istanbul - Odesa, Ukraine, 21 April 2022). – Odesa: Odesa National Maritime University, 2022. – C. 248-254.

8. Mishchenko M.T. Trends in the development of car design in the direction of increasing environmental friendliness / Marchenko A.P., Mishchenko M.T. // *Information technology: science, engineering, technology, education, health (MicroCAD): abstracts of the XXX International Scientific and Practical Conference MicroCAD-2022* (Kharkiv, 19-21 October 2022). – Kharkiv: National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2022. – C. 104.

9. Mishchenko M.T. Hydrogen as an alternative fuel for transport internal combustion engines / Marchenko A.P., Mishchenko M.T. // *Information technology: science, engineering, technology, education, health (MicroCAD): abstracts of the XXXI International Scientific and Practical Conference MicroCAD-2023* (Kharkiv, 17-20 May 2023). – Kharkiv: National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2023. – C. 143.

10. Mishchenko M.T. Research of the tendency of world development of patenting of developments in the field of automotive industry / Mishchenko M.T. // *Modern technologies in the automotive industry, transport and in the training of specialists: scientific and practical IV International scientific and practical conference dedicated to the Day of the motorist and road builder* (23-25 October 2023). – Kharkiv: Kharkiv National Automobile and Road University, 2023. – C. 141-143.

11. Mishchenko M.T. Analysis of the environmental impact of different types of vehicle power plants / Mishchenko M.T., Chuchumenko B.S. // *Theoretical*

*and practical research of young scientists: proceedings of the XVIII International Scientific and Practical Student Conference of Undergraduate and Postgraduate Students (Kharkiv, 19-22 November 2024).* – Kharkiv: National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2024. – C. 260.

12. Mishchenko M.T. Investigation of the influence of hydrogen additive on combustion parameters in a petrol engine / Mishchenko M.T., Chuchumenko B.S. // *Modern State and Problems of Engine Building* : proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference (Mykolaiv, 21-22 November 2024). – Mykolaiv: National University of Shipbuilding named after Adm. Makarov National University of Shipbuilding, 2024. – C. 81-82.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ .....	17
1.1 Тенденції світового розвитку патентування в галузі силових установок наземного транспорту .....	17
1.2 Оцінка викидів CO <sub>2</sub> у навколишнє середовище від автомобільного транспорту .....	28
1.3 Сучасний стан та перспективи розвитку гібридних силових установок .....	43
1.4 Особливості використання добавки водню в двигунах з іскровим запалюванням .....	55
1.5 Фізико-хімічні властивості водню.....	60
1.6 Вплив фізико-хімічних властивостей водню на ефективні показники роботи в двигунах з іскровим запалюванням .....	62
Висновки до розділу 1.....	67
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	69
2.1 Методика експериментального дослідження.....	69
2.2 Порядок проведення експериментальних випробувань.....	78
2.3 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4Ч7,6/6,687 .....	87
Висновки до розділу 2.....	89
Розділ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА 4Ч7,6/6,6.....	90

3.1 Загальні диференційні рівняння процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині.....	90
3.2 Теплофізичні властивості палива довільного компонентного складу, його суміші з повітрям і продуктів згоряння.....	94
3.3 Математичне моделювання згоряння в двигуні з іскровим запалюванням паливо-повітряної суміші .....	97
3.4 Ідентифікація математичної моделі робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6.....	104
Висновки до розділу 3.....	107
<b>РОЗДІЛ 4 РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ ДЕКАРБОНІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВОК У СКЛАДІ ГІБРИДІВ З ВИКОРИСТАННЯМ В ЯКОСТІ ПАЛИВА СУМІШЕЮ ВОДНЮ ТА ТРАДИЦІЙНОГО ПАЛИВА</b>	<b>109</b>
4.1 Структура та режими роботи гібридної силової установки.....	109
4.2 Модифікація двигуна для роботи на суміші бензину з добавкою водню .....	114
Висновки до розділу 4.....	118
<b>РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ</b> .....	<b>119</b>
5.1 Результати дослідження двигуна 4Ч7,6/6,6 .....	119
5.2 Розрахунок їздового циклу NEDC концептуальної схеми гібридної силової установки.....	127
5.3 Узагальнення та рекомендації для використання результатів дисертаційного дослідження .....	134
Висновки до розділу 5.....	137
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	<b>140</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	<b>143</b>

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.....	152
ДОДАТОК Б ФРАГМЕНТИ ТЕКСТІВ ПРОГРАМНИХ МОДУЛІВ.....	156
ДОДАТОК В АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	164

## ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

НТУ «ХПІ» – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ДВЗ – Двигун внутрішнього згоряння

СУ – Силова установка

ВВБ – Високовольтна батарея

ВГ – Відпрацьовані гази

ГСУ – Гібридна силова установка

ЕБК – Електронний блок керування

ЗШХ – Зовнішня швидкісна характеристика

КЗ – Камера згоряння

ККД – Коефіцієнт корисної дії

МГ – Мотор-генератор

СТ – Стартер-генератор

ТЕД – Тяговий електричний двигун

КПП – Коробка перемикачів передач

ВМТ – Верхня мертва точка

НМТ – Нижня мертва точка

ПЗ – Програмне забезпечення

ЕРС – Електрорушійна сила

АЦП – Аналого-цифровий перетворювач

ЕРО – European Patent Office

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Зростання обсягів використання автомобільного транспорту супроводжується значним збільшенням шкідливих викидів у навколишнє середовище, серед яких переважають вуглекислий газ ( $\text{CO}_2$ ), оксиди азоту ( $\text{NO}_x$ ), сажа та інші продукти неповного згоряння палива. Це створює серйозні екологічні виклики, зокрема глобальне потепління, деградацію повітряного середовища у містах та погіршення здоров'я населення. У зв'язку з цим, зниження викидів парникових газів та шкідливих речовин від двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є одним із ключових завдань сучасних силових установок наземного транспорту.

Сучасні силові установки наземного транспорту мають велику відмінність за конструкцією, організацією робочого процесу, потужністю, швидкісними характеристиками, забезпечення ефективної експлуатації за призначенням, паливам, що використовуються тощо. В узагальненому вигляді фактично мова йде про використання СУ на базі дизельного, бензинового, або газового ДВЗ, за схемами традиційними, або гібридними, транспорту з електричними СУ. Тому важливою задачею є визначення перспективного типу СУ, а саме що працюють за традиційними, гібридними, чи електричними схемами силової установки. Тому в дослідженні розглянуто і проведено узагальнення тенденцій патентування силових установок автомобільного транспорту. На основі чого було вибрано для дослідження гібридні силові установки.

Крім того, серед перспективних напрямів вирішення цієї проблеми є використання альтернативних паливних добавок, таких як водень. Водень, як добавка до традиційного палива, дозволяє значно покращити процес згоряння, підвищити ефективність роботи ДВЗ та суттєво знизити кількість токсичних викидів. Проте впровадження водневих технологій у

транспортному секторі стикається з низкою технічних, економічних та екологічних обмежень, що вимагає детального наукового обґрунтування.

Дослідження, присвячені також впливу водневих добавок на процеси згоряння у двигунах внутрішнього згоряння, які працюють у складі гібридної силової установки, є недостатньо висвітленими в сучасній науковій літературі. На наш погляд, особливо актуальними залишаються питання впливу водню на показники паливної ефективності та екологічності гібридних силових установок.

Нині з проблемами, пов'язаними з ефективністю силових установок наземного транспорту різних типів, присвячено значну кількість наукових праць. Над питанням покращення паливної ефективності та екологічності, в тому числі над моделями, методами та конструктивними рішеннями, активно працюють вітчизняні та зарубіжні вчені: Абрамчук Ф. И., Левтеров А. М., Маамри Р., Марченко А. П., Міщенко А. І., Парсаданов І.В., Талда Г.Б., Тимошевский Б. Г., Depczyński W. P., Geiler J., Heffel J.W., Heywood J.B., Jesse Russell, Lejsek D., Martin W., Seboldt D., Shudo T., Springer T.

У зв'язку з цим, **актуальною науковою-технічною задачею** є аналіз ефективності силових установок наземного транспорту за напрямом дослідження, що спрямовано на реалізацію технологій декарбонізації шляхом вивчення впливу водневих добавок на параметри роботи бензинових двигунів та рівень викидів CO<sub>2</sub>.

Відповідно академічних визначень, «аналіз» - це метод дослідження, що характеризується виділенням та вивченням окремих частин дослідження. Даний метод передбачає: формування проблеми, аналіз літературних джерел та теоретичної бази, висування гіпотези та подальший вибір методів дослідження, збір даних та їх інтерпретація та формування висновків і оформлення результатів. Відповідно з цим, в дисертаційній роботі означено науково-технічну проблему підвищення паливної ефективності та декарбонізація силових установок наземного транспорту. Гіпотеза дослідження полягає в підвищенні показників паливної ефективності та

екологічності силових установок на базі бензинових ДВЗ за рахунок впровадження гібридної схеми СУ та добавки водню до основного палива. Основні методи дослідження: аналіз ефективності сучасних СУ наземного транспорту; статистичний аналіз патентування в напрямку вдосконалення СУ; експериментальні випробування двигуна 4С7,6/6,6; математичне моделювання робочого процесу двигуна 4С7,6/6,6, в якому використовується суміш бензину з добавкою водню; математичне моделювання ізового циклу ГСУ на базі двигуна 4С7,6/6,6, що працює із такою паливною сумішшю. За результатами досліджень сформовано висновки та рекомендації щодо застосування запропонованих рішень.

Отримані результати можуть слугувати основою для розробки ефективних рішень у сфері декарбонізації транспорту та підвищення екологічної безпеки в рамках стратегії Сталого розвитку ООН, світових стратегій і технологій з декарбонізації транспортних СУ, що, за підсумком і визначило напрям дисертаційного дослідження.

#### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційну роботу виконано на кафедрі двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи за планом МОН України «Розробка і впровадження технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності бронетехніки» (ДР № 0123U101839, 2023 – 2024 р.р.), в якій здобувач був виконавцем окремих розділів.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є аналіз та обґрунтування вибору сучасної силової установки наземного транспорту шляхом комплексного оцінювання техніко-економічних, екологічних та експлуатаційних характеристик задля підвищення енергоефективності та зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні задачі:

– виконати аналіз ефективності сучасних силових установок наземного транспорту шляхом дослідження статистики патентування розробок в індустрії бензинових двигунів, дизельних двигунів, гібридних СУ, СУ електромобілів та СУ на водневих паливних елементах з 2010 по 2022 роки; дослідити фактори, які впливають на зміну лідерства, перспективи подальшого розвитку інновацій та патентування розробок в індустрії автомобільних силових установок, зокрема гібридних, водневих та електромобілів. Виконати аналітичний огляд, статистичне і порівняльне дослідження з виокремленням перспектив; виконати оцінку викидів CO<sub>2</sub> у навколишнє середовище від автомобільного транспорту. За результатами проведеного дослідження запропонувати найбільш перспективний тип силової установки, з потенціалом до зниження викидів CO<sub>2</sub>;

– проаналізувати сучасний стан та перспективи розвитку вибраного типу силової установки та особливості використання добавки водню в двигунах з іскровим запалюванням; дослідити фізико-хімічні властивості водню та їх вплив на ефективні показники роботи в двигунах з іскровим запалюванням. Виконати порівняльний аналіз здійснених науковцями випробувань двигунів з іскровим запалюванням при додаванні водню до традиційного палива в розрізі підвищення ефективних показників роботи двигуна, і одночасного зниження токсичності на режимах малих та середніх навантажень при роботі на традиційних паливах з додаванням водню, задля підвищення економічності та зниження викидів;

– розробити та реалізувати методику проведення експериментального дослідження робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6 та випробувань на моторному стенді. Виконати стендові дослідження, отримати ефективні та індикаторні показники роботи двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. Визначити експериментальні характеристики та швидкість тепловиділення. Побудувати зовнішню

швидкісну характеристику. Дослідити рівень викидів CO<sub>2</sub> на режимах зовнішньої швидкісної характеристики;

– удосконалити математичну модель робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6. Виконати ідентифікацію розробленої математичної моделі шляхом співставлення розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм і характеристик тепловиділення, також, індикаторних та ефективних показників, а також, визначити величини похибки результатів;

– запропонувати концептуальну схему для двигуна 4Ч7,6/6,6, який розглядається як макетний зразок, адаптований для роботи з добавкою водню до традиційного палива. Запропонувати конструктивні зміни двигуна, які дозволяють ефективно інтегрувати систему впорскування водню, що сприяє зниженню викидів CO<sub>2</sub> та підвищенню ефективності роботи двигуна. Дослідити структуру та режими роботи гібридної силової установки, модифікації двигуна для роботи на суміші бензину з добавкою водню;

– використовуючи розроблену математичну модель виконати розрахункові дослідження впливу добавки водню до бензинової паливної суміші на робочі, техніко-економічні та екологічні показники двигуна внутрішнього згорання 4Ч7,6/6,6. Дослідити ефективність гібридної силової установки на базі бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 шляхом моделювання їздового циклу NEDC;

– сформулювати узагальнення та пропозиції для використання результатів дисертаційного дослідження та сформулювати рекомендації щодо вибору сучасної силової установки наземного транспорту на основі використання добавки водню в двигунах з іскровим запалюванням.

*Об'єкт дослідження* – процеси згорання, викиди шкідливих речовин та декарбонізація силових установок наземного транспорту.

*Предмет дослідження* – ефективність силових установок наземного транспорту в аспекті декарбонізації, зокрема шляхом застосування добавок водню до основного палива.

**Методи дослідження:**

Дисертаційне дослідження базується на фундаментальних положеннях теорії двигунів внутрішнього згоряння. Для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі від робочого тіла до поверхні стінок надпоршневої порожнини використовувалась залежність Г. Вошні. В основу математичної моделі опису процесу згоряння покладено метод проф. І. І. Вібе. Також враховані залежності параметрів динаміки та тривалості згоряння, запропоновані Міщенко А.І. та Талдою Г.Б для розрахунку процесу згоряння з урахуванням добавки водню. Усі розрахункові дослідження здійснено з використанням сучасного програмного забезпечення.

**Наукова новизна отриманих результатів.** У результаті виконання дисертаційної роботи:

- *вперше* за допомогою теоретичної моделі досліджено ефект повного переходу автомобільного парку мегаполіса на електромобілі з точки зору зміни показників емісії CO<sub>2</sub>;
- *удосконалено* математичну модель розрахунку робочого процесу бензинового двигуна, що працює з добавкою водню до основного палива, яка, на відміну від інших, дозволяє варіювати складом палива та визначити вміст CO<sub>2</sub> у відпрацьованих газах;
- *вперше запропоновано* емпіричні залежності показників моделі І.І. Вібе для розрахунку процесу згоряння в бензиновому двигуні, який працює з добавкою водню до основного палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики;
- *вперше запропоновано* концептуальну схему для двигуна 4С7,6/6,6, який розглядається як макетний зразок, адаптований для роботи з добавкою водню до традиційного палива у складі гібридної силової установки.

**Практична значимість отриманих результатів** для розвитку гібридних силових установок у напрямку стратегії декарбонізації на транспорті, полягає в тому, що методи та моделі, розроблені в межах даної

дисертаційної роботи, є науково-методичною базою для подальших досліджень у сфері декарбонізації транспорту на шляху до Сталого розвитку. При цьому:

- результати аналізу динаміки патентування в сфері бензинових, дизельних, водневих та гібридних силових установок, а також електромобілів за останні десять років свідчать про підвищення даного показника в сфері ГСУ у 1,37 рази, електромобілів у 1,3 рази та для напрямку водневі силові установки у 26 разів;

- результати розрахунків за досліджуваною моделлю повного переходу автопарку мегаполіса на електромобілі свідчать про те, що емісія CO<sub>2</sub> виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік в умовах дослідної моделі, перевищують у 66,4 разів викиди від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік в реальних умовах;

- результати розрахункових досліджень ефективності ГСУ шляхом моделювання їздового циклу NEDC дозволили визначити вплив від застосування добавки водню в бензиновому двигуні, який працює у складі гібридної силової установки легкового автомобіля на показники емісії CO<sub>2</sub> та паливну економічність;

- результати розрахункового дослідження свідчать про підвищення показників екологічності та паливної ефективності бензинового двигуна 4Ч7,6/6,6 з застосуванням добавки водню шляхом впровадження гібридної схеми СУ. В результаті запропонованих рішень досягнуто зниження витрати палива на 10,2% та зниження вмісту CO<sub>2</sub> на 10,3% у відпрацьованих газах, сформовано рекомендації щодо зміни конструкції двигуна та застосування технічних рішень для переходу на гібридну схему з використанням добавки водню до основного палива. Також здобувачем подано заявку на корисну модель, що стосується способу живлення чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням шляхом безпосереднього впорскування водню в циліндри (Додаток В);

– отримані результати, пов'язані з аналізом впливу водневих добавок на роботу двигуна, використовуються при викладанні навчальної дисципліни «Хімотологія та нуль-вуглецеві джерела живлення силових агрегатів транспортних засобів» в якості матеріалів для практичних занять та лекцій. Досліджені режими роботи ДВЗ у складі гібридних силових установок застосовуються при лабораторних випробуваннях у науково-дослідній лабораторії НТУ «ХП».

Результати досліджень впроваджено (Додаток В):

– у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при проведенні науково-дослідних робіт за напрямком, зокрема, нормування на автомобільному транспорті витрати палива, електричної енергії, розроблення відповідного національного стандарту, дослідження використання добавки водню до традиційних палив;

– у розробку математичних моделей розрахунку їздового циклу в НТУ «ХП»;

– в освітній процес кафедри «Двигунів та гібридних енергетичних установок» НТУ «ХП».

**Авторський внесок здобувача** полягає в розробленні нових та удосконаленні існуючих моделей та методів дослідження впливу добавок водню до традиційного палива бензинових двигунів наземного транспорту, які забезпечують виконання поставлених в дисертаційній роботі наукових завдань. Результати дисертаційної роботи отримані здобувачем особисто та в співавторстві опубліковані у публікаціях (Додаток А):

1) статті у наукових виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus:

[1] – здобувачем розроблено математичну модель їздового циклу NEDC, яка дозволяє оцінити викиди двоокису вуглецю з ВГ в бензиновому двигуні, який працює з добавкою водню до бензину та знаходиться в складі

гібридної силової установки легкового автомобіля. Співавторами: Марченко А.П. побудовано графіки зміни ефективних параметрів гібридної силової установки впродовж випробувального циклу залежно від величини добавки водню; Міщенко С.Г. побудовано графіки, що відображають вплив добавки водню на показники потужності та питомої витрати палива в двигуні; Derczyk W. визначено ефективність використання водню в якості добавки до традиційного палива з метою підвищення показників екологічності та економічності гібридної силової установки.

2) фахові видання України:

[2] – здобувачем проведено аналіз патентування розробок зареєстрованих у світі за напрямками в індустрії автомобільних силових установок, здійснено порівняльний аналіз кількості зареєстрованих патентів за напрямами, спрогнозовано подальші темпи патентування та визначено пріоритетні напрями досліджень та інновацій;

[3] – здобувачем розроблено методи визначення параметрів згоряння бензино-водневої суміші, також розроблено математичну модель робочого процесу бензинового двигуна, який працює з добавкою водню до бензину, з метою оцінки вмісту CO<sub>2</sub> у відпрацьованих газах.

3) інші публікації:

[4] – здобувачем сформовано статистику впливу електричного автомобільного транспорту в контексті джерел виробництва електроенергії. Співавторами: Марченко А.П. досліджено структуру та спрогнозовано обсяги виробництва електроенергії на 2021 рік; Будьоним М.М. побудовано графіки, які відображають статистичні дані виробництва електроенергії в Україні станом на 2020 рік та прогнозовані на 2021 рік;

[5] – здобувачем виконано якісний аналіз дослідження шкідливих викидів від автомобільного транспорту. Співавторами: Марченко А.П. виконано аналіз використання газових палив в силових установках

транспорту; Міщенко С.Г. досліджено структуру джерел виробництва електроенергії в Україні;

[6] – здобувачем проведено аналіз шляхів розвитку силових установок транспорту в напрямку екологічності. Співавторами: Марченко А.П. досліджено екологічні норми, які висуваються до силових установок наземного транспорту; Міщенко С.Г. проведено аналіз перспектив розвитку електромобілів.

[7] – здобувачем проведено дослідження перспектив використання альтернативних палив в двигунах силових установок транспорту. Співавторами: Марченко А.П. виконано аналіз використання водню як основного палива, а також, в якості добавки до традиційного палива. Міщенко С.Г. досліджено статистику викидів забруднюючих речовин за 2018-2020 роки.

[8] – здобувачем виконано аналіз шляхів підвищення показників екологічності гібридних силових установок;

[9] – здобувачем виконано дослідження перспектив використання водню в якості добавки до традиційних палив бензинових двигунів;

[10] – здобувачем досліджено статистику патентування галузі вдосконалення силових установок різних типів;

[11] – здобувачем виконано дослідження показників емісії двоокису вуглецю від силових установок різних типів. Співавтором Чучуменком Б.С. досліджено структуру автопарків трьох мегаполісів та проведено порівняльний аналіз;

[12] – здобувачем проведено порівняльне розрахункове дослідження з використанням удосконаленої моделі розрахунку процесу згоряння в аспекті визначення впливу добавки водню на показники роботи двигуна. Співавтором Чучуменком Б.С. виконано обробку результатів та формування висновків.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи апробаційного характеру опубліковані та представлені до

обговорення на : Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ «Marine power plants and operation» (м. Карасу, Стамбул – Одеса, 2021-2022 р.), Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (м. Харків, 2021 р.), Міжнародної науково-практичної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD)», (м. Харків, 2022-2023 р.), IV Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» (м. Харків, 2023 р.), XVIII Міжнародної науково-практичної конференції магістрантів та аспірантів «Теоретичні та практичні дослідження молодих вчених» (м. Харків, 2024 р.), VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (м. Харків, 2024 р.).

**Публікації.** Основні положення і результати дисертаційних досліджень опубліковані у 12 наукових працях, серед них: 1 стаття у науковому виданні, включеному до переліку наукових фахових видань України; 1 стаття в науковому фаховому виданні України, який включений до міжнародної наукометричної бази Scopus / Web of Science; 1 стаття в закордонному науковому періодичному виданні, включеному до міжнародної наукометричної бази Scopus / Web of Science (Польща); 9 тез доповідей та матеріалів конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається з анотації двома мовами, змісту, переліку умовних позначень і скорочень, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації складає 169 сторінок, з них 125 сторінок основного тексту досліджень, в тому числі 63 рисунки по тексту, 20 таблиць по тексту; списку використаних джерел з 81 найменувань на 9 сторінках; 3 додатки на 18 сторінках.

## РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

### 1.1 Тенденції світового розвитку патентування в галузі силових установок наземного транспорту

Тенденції світового розвитку новітніх технологій в напрямку енергетичних силових установок наземного транспорту якісно прослідковуються через кількість зареєстрованих у світі патентів в цьому напрямку. Їх детальний аналіз за період 2010-2022 роки надає можливість прогнозування подальшого розвитку та визначення найбільш перспективних типів СУ наземного транспорту.

Відповідно до даних European Patent Office (EPO) (Європейський патентний офіс) [1] в період з 2010 року по 2022 рік у світі було зареєстровано ряд патентів, спрямованих на розвиток та впровадження новітніх технологій в енергетичному машинобудуванні. В таблиці 1.1 представлені зведені дані за п'ятьма напрямками, а саме: бензинові двигуни, дизельні двигуни, гібридні СУ, електромобілі та водневі СУ.

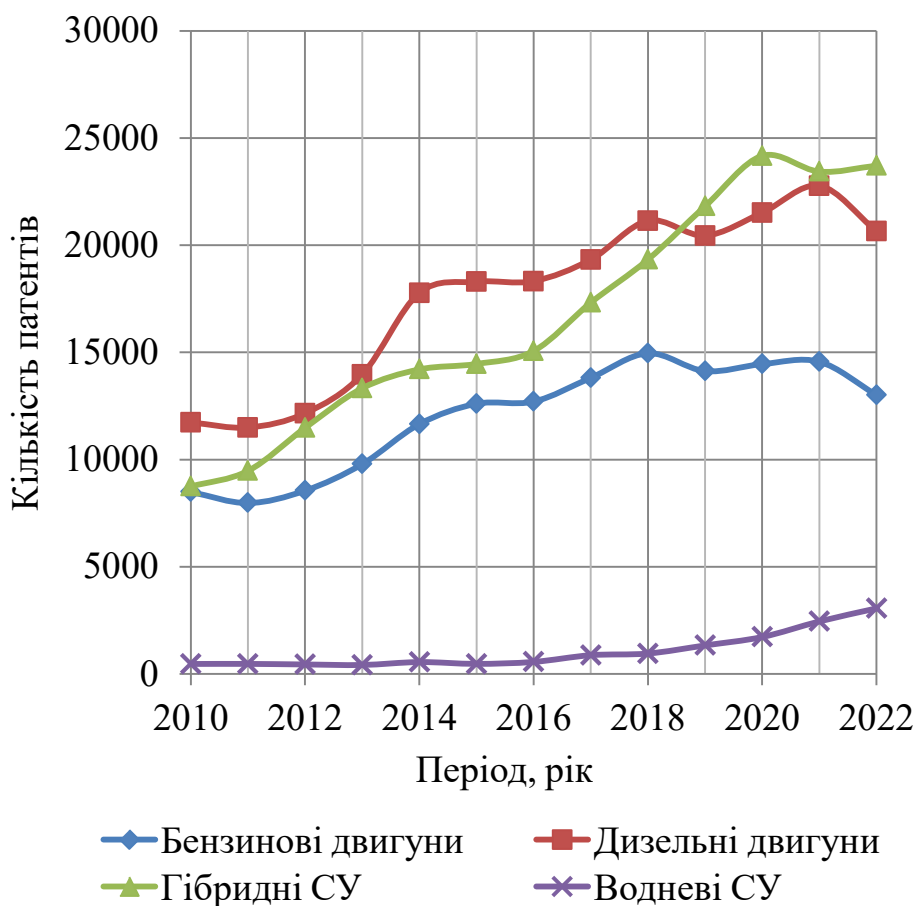
Таблиця 1.1 – Порівняльний аналіз патентів

Рік	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни	Гібридні СУ	Електромобілі	Водневі СУ
2010	8487	11733	8744	46372	465
2011	7973	11497	9470	48865	468
2012	8549	12158	11478	56397	442
2013	9785	13967	13327	63908	418
2014	11654	17775	14206	81216	553
2015	12604	18298	14461	92168	469
2016	12705	18325	15064	103181	561
2017	13813	19328	17320	123405	874
2018	14957	21143	19329	160155	952
2019	14128	20449	21815	160898	1330

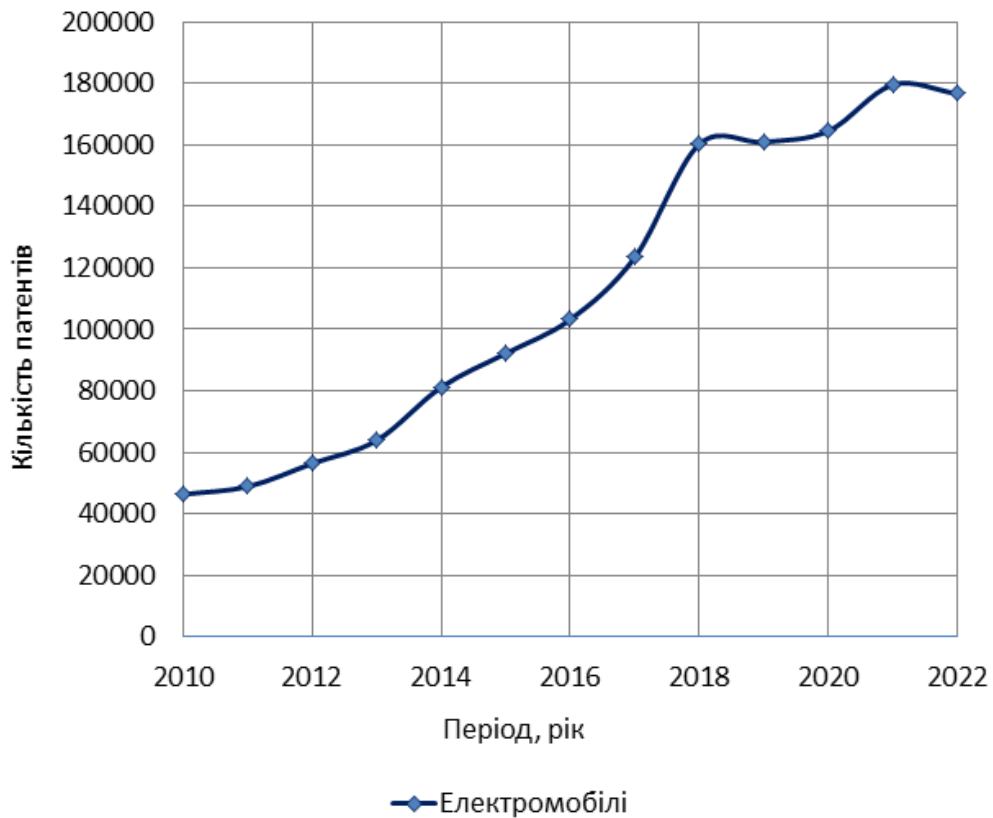
Продовження таблиці 1.1

Рік	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни	Гібридні СУ	Електромобілі	Водневі СУ
2020	14453	21516	24168	164461	1722
2021	14562	22772	23433	179475	2449
2022	13012	20654	23709	176613	3057

Порівняльний аналіз наведених даних представлений на рисунку 1.1 свідчить про те, що найбільша кількість зареєстрованих у світі патентів, спрямованих на удосконалення в галузі енергетичного автомобілебудування, впродовж усього досліджуваного періоду, припадає на удосконалення електромобілів.



а) Порівняльний аналіз чисельної кількості патентів, зареєстрованих у світі за напрямками удосконалення (бензинові двигуни, дизельні двигуни, гібридні СУ, водневі СУ)



б) Аналіз чисельної кількості патентів, зареєстрованих у світі за напрямом удосконалення – електромобілі

Рисунок 1.1 – Порівняльний аналіз чисельної кількості патентів, зареєстрованих у світі за напрямками удосконалення в галузі енергетичного автомобілебудування

Прослідковується значний кількісний відрив від інших напрямів, незважаючи на стрімкий спад у 2021-2022 роках. Наступними за кількістю патентів є напрями удосконалення гібридних СУ та дизельних двигунів. Однак, за період 2019-2022 роки кількість патентів, щодо вдосконалення гібридних СУ збільшилась порівняно з кількістю патентів на вдосконалення дизельних двигунів. Наступну ланку по кількості патентів займає удосконалення бензинових двигунів. І останнім по чисельності патентів є напрямом вдосконалення водневих СУ.

На рисунку 1.2 представлено порівняння середньої кількості зареєстрованих патентів у світі за напрямками удосконалення в індустрії

силових установок наземного транспорту за періоди 2010-2016 роки та 2017-2022 роки.

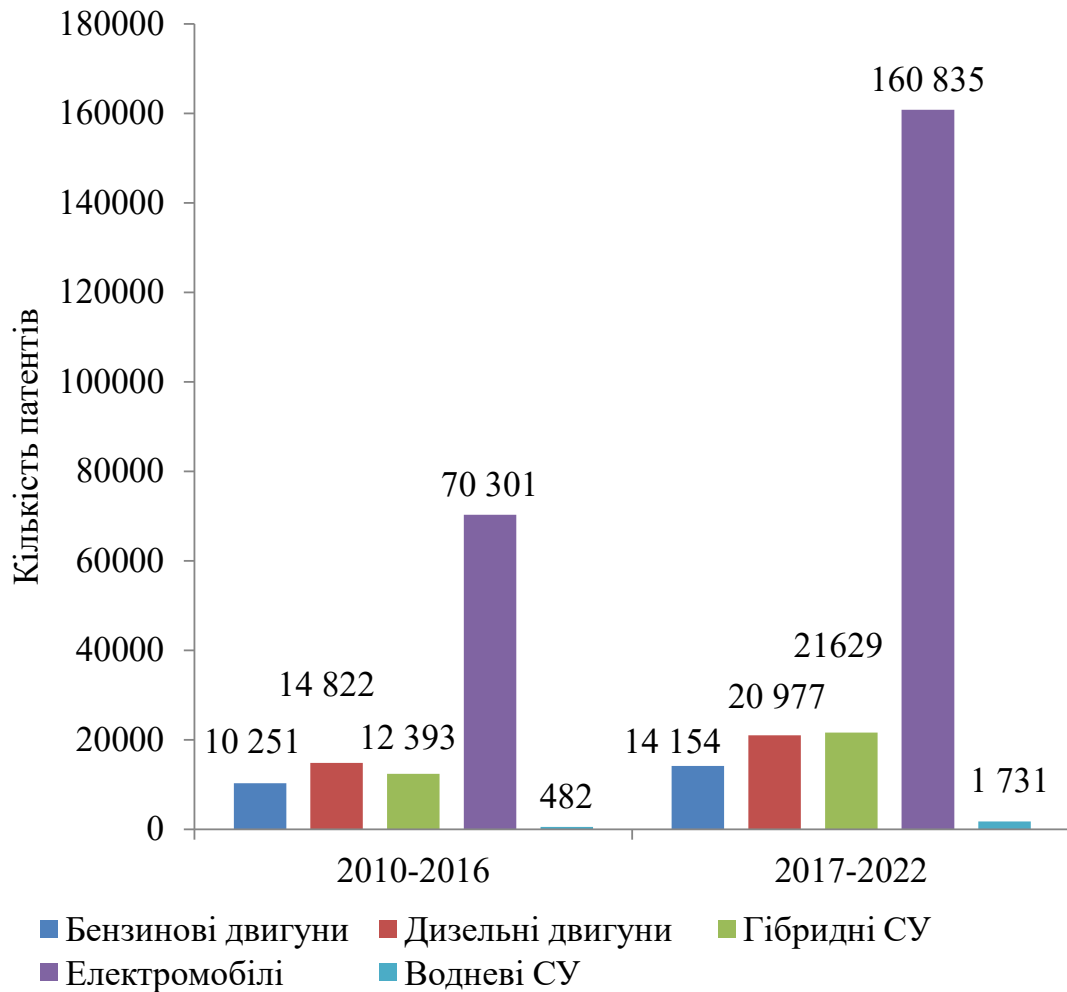


Рисунок 1.2 – Середнє значення кількості зареєстрованих патентів

Приріст кількості патентів  $b_i$  розраховано для кожного напрямку патентування за формулою (1.1):

$$b_i = a_k - a_j, \quad (1.1)$$

де  $a_j$  – кількість патентів, зареєстрованих у році, що досліджується;

$a_k$  – кількість патентів, зареєстрованих у році, попередньому до року що досліджується;

$i$  – позначення періоду за який ведеться розрахунок,  $i = (1, 2, \dots, 6)$ .

Середній приріст кількості зареєстрованих патентів  $\bar{b}_i$  для кожного

напряму патентування за формулою (1.2):

$$\bar{b}_i = \frac{\sum_{j=1}^n b_j}{n}, \quad i = (1 \dots n), \quad (1.2)$$

де  $n$  – кількість періодів дослідження.

За результатами розрахунку приросту кількості зареєстрованих патентів у порівнянні їх чисельності за минулий і наступний за ним рік, щодо кількості патентів, зареєстрованих у світі за напрямками удосконалення в індустрії силових установок наземного транспорту для здійснення якісного аналізу за періоди 2010-2016 роки та 2017-2022 роки на рисунках 1.3 – 1.12 виконано графічне відображення даних таблиці 1.1 по кожному напрямку патентування, графічно відображено середні показники та здійснено побудову ліній тренду.

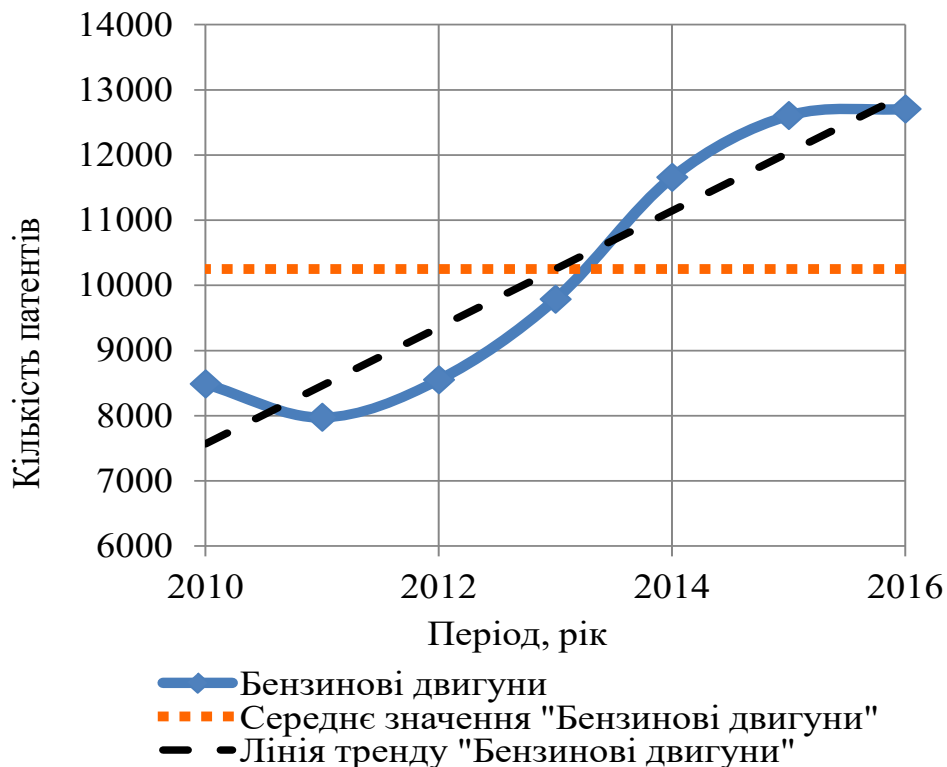


Рисунок 1.3 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення бензинових двигунів за період 2010-2016 роки

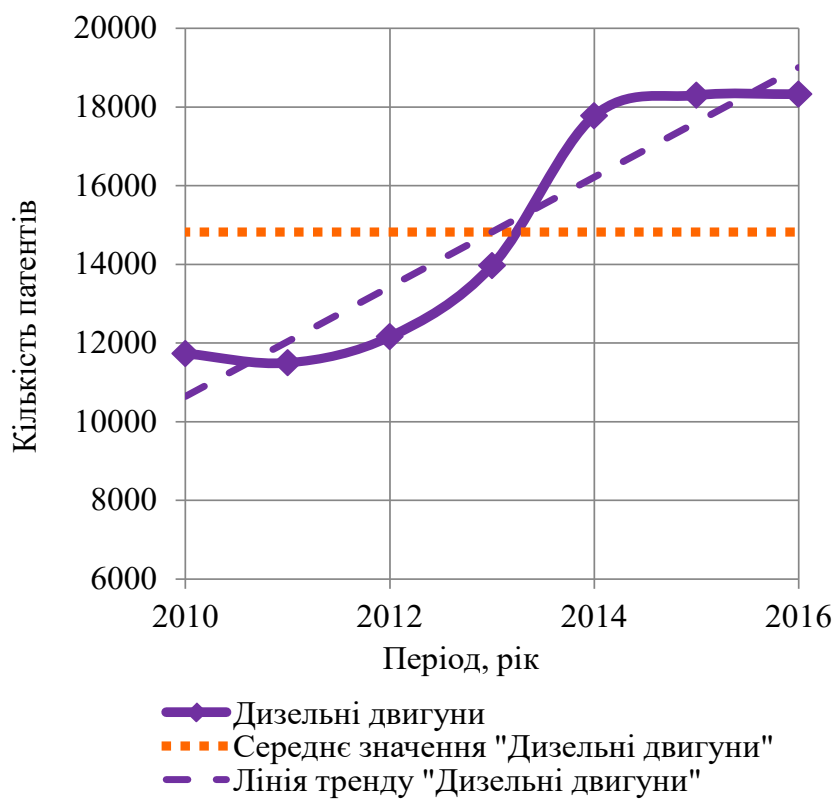


Рисунок 1.4 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення дизельних двигунів за період 2010-2016 роки

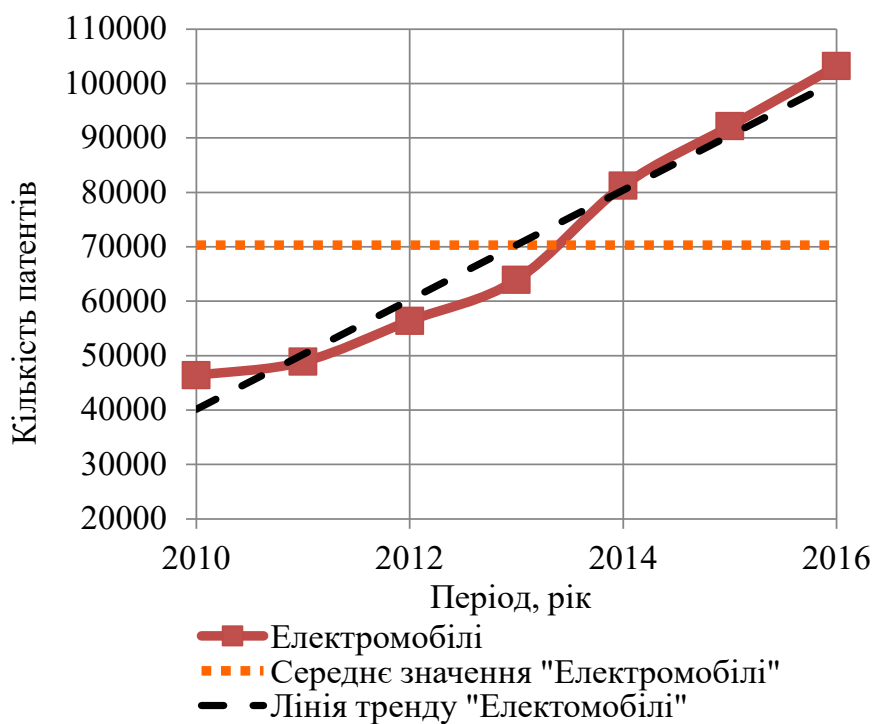


Рисунок 1.5 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення електромобілів за період 2010-2016 роки

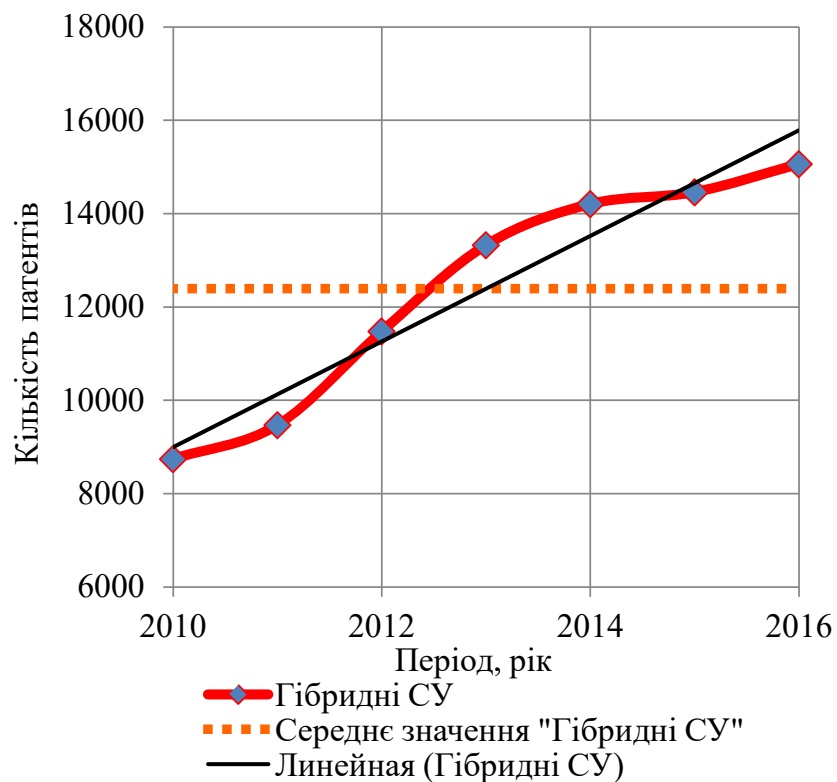


Рисунок 1.6 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення гібридних СУ за період 2010-2016 роки

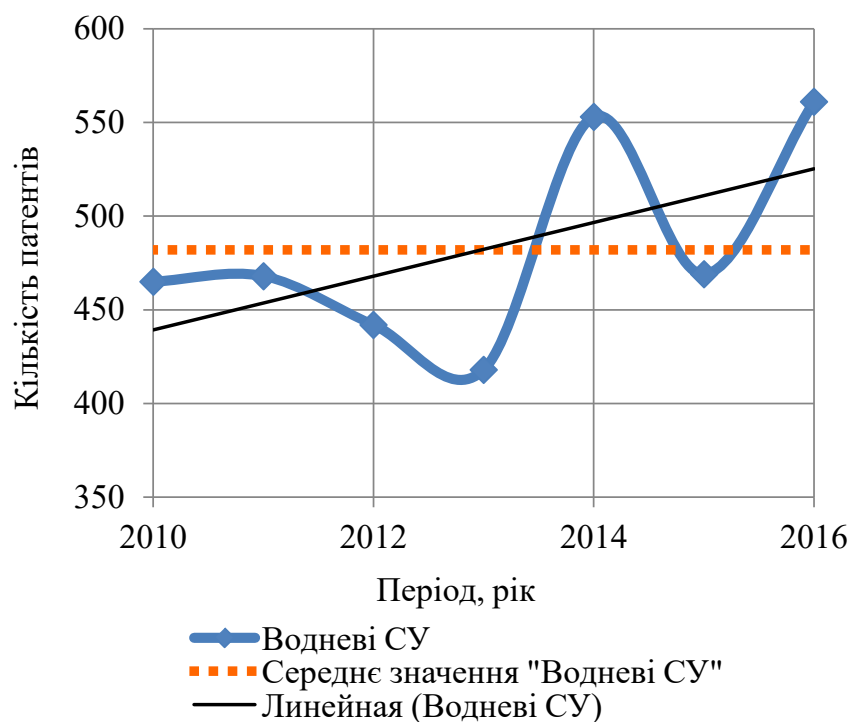


Рисунок 1.7 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення водневих СУ за період 2010-2016 роки



Рисунок 1.8 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення бензинових двигунів за період 2017-2022 роки



Рисунок 1.9 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення дизельних двигунів за період 2017-2022 роки

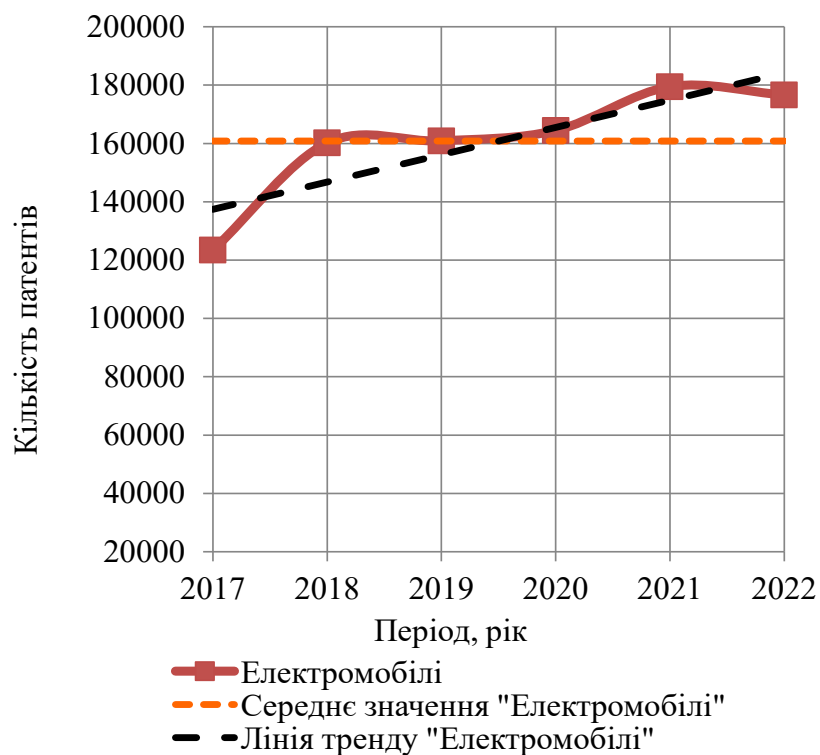


Рисунок 1.10 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення електромобілів за період 2017-2022 роки

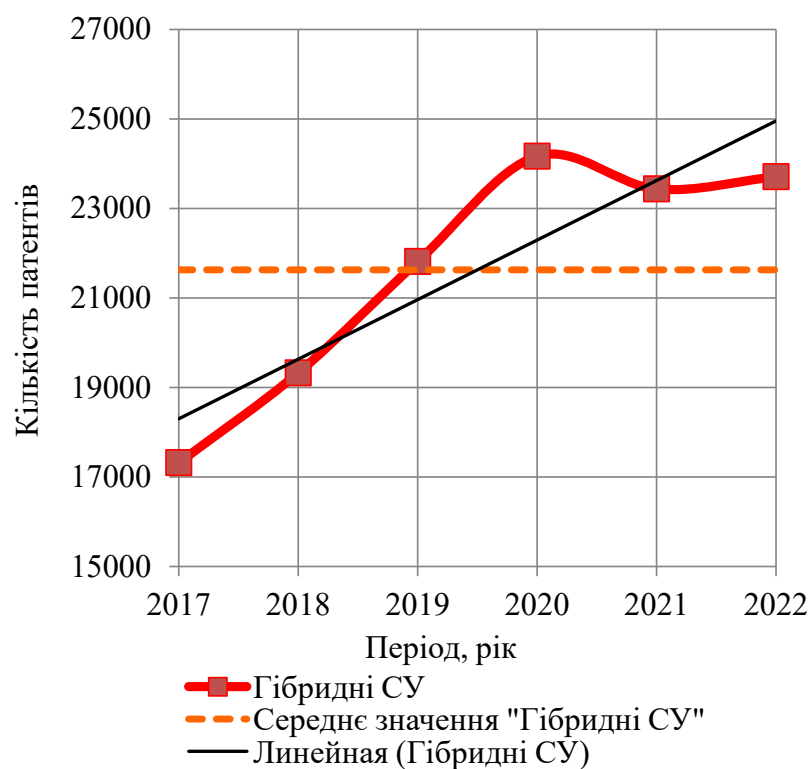


Рисунок 1.11 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення гібридних СУ за період 2017-2022 роки

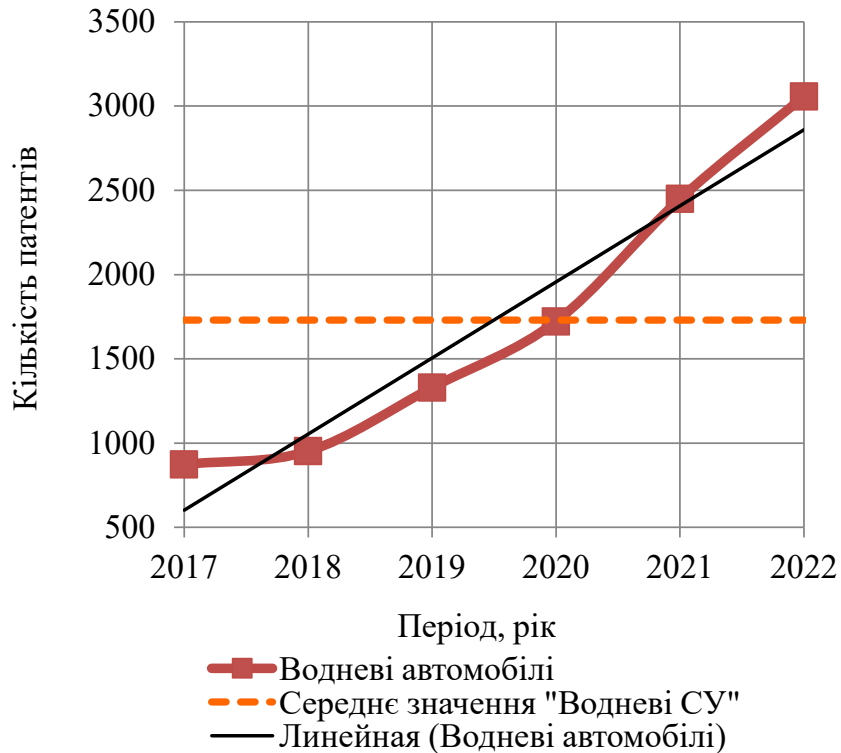


Рисунок 1.12 – Аналіз кількості зареєстрованих патентів в напрямку вдосконалення водневих СУ за період 2017-2022 роки

Аналіз світових трендів енергоефективності та технологічності, які стрімко запроваджуються за для забезпечення сталого економічного зростання є підставою для виділення факторів впливу [2]:

- запровадження у світі на законодавчому рівні новітніх концептуальних засад, які формують економічний розвиток на довгостроковий період (екологізація, енергозбереження, реорганізація глобальних енергетичних систем);
- розвиток технологій отримання, зберігання та транспортування екологічних видів палива;
- розвиток інфраструктури (технічне обслуговування, сервіс підтримки споживачів).

Виокремленні фактори впливають на зміну лідерства, перспективи подальшого розвитку інновацій та патентування розробок в індустрії силових установок наземного транспорту.

Зміна лідерства, перспективи подальшого розвитку інновацій та патентування розробок в індустрії силових установок наземного транспорту представлено результатами аналізу темпів зростання та приросту зареєстрованих у світі патентів і їх порівняння за періоди 2010-2016 роки та 2017-2022 роки:

- у порівнянні темпів зростання кількості зареєстрованих патентів за період 2010-2016 роки відслідковується значна позитивна динаміка темпу зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення електромобілів та гібридних двигунів порівняно з іншими напрямками;

- в період 2010-2016 роки спостерігається не стійка динаміка приросту (збільшення/зменшення) кількості патентів зареєстрованих у порівнянні з попереднім роком для всіх напрямків патентування;

- у порівнянні темпів зростання патентів за період 2017-2022 роки відслідковується значна позитивна динаміка темпу зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення водневих СУ, і зниження темпів патентування за іншими напрямками;

- за період 2017-2022 роки спостерігається не стійка динаміка приросту (збільшення/зменшення) кількості патентів зареєстрованих у порівнянні з попереднім роком для всіх напрямків патентування;

- темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення бензинових двигунів в період 2017-2022 роки у 1,19 рази менший за період 2010-2016 роки, відбувається сповільнення темпу патентування за цим напрямком;

- темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення дизельних двигунів в період 2017-2022 роки у 1,17 рази менший за період 2010-2016 роки, відбувається сповільнення темпу патентування за цим напрямком;

- темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення електромобілів в період 2017-2022 роки у 1,16 рази менший за період 2010-2016 роки, відбувається сповільнення темпу патентування за

цим напрямком;

– темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення гібридних СУ в період 2017-2022 роки у 1,14 рази менший за період 2010-2016 роки, відбувається сповільнення темпу патентування за цим напрямком;

– темп зростання кількості патентів зареєстрованих за напрямком вдосконалення водневих СУ в період 2017-2022 роки у 1,9 рази більший за період 2010-2016 роки, відбувається стрімке підвищення темпу патентування за цим напрямком;

– в період 2017-2022 роки відмічається зниження середнього приросту кількості зареєстрованих патентів за рік у порівнянні з попереднім періодом для напрямку «бензинові двигуни» у 13,6 рази, для напрямку «дизельні двигуни» у 2,96 рази. Поряд з цим відбулось підвищення даного показника для напрямку «гібридні СУ» у 1,37 рази, для напрямку «електромобілі» у 1,3 рази, для напрямку «водневі СУ» підвищення у 26 разів.

Аналіз даних щодо патентування показує стабільне зростання кількості патентів у напрямку гібридних силових установок. Це свідчить про активні інноваційні процеси та підвищену увагу до цього напрямку як до перехідного рішення між СУ на базі традиційних ДВЗ та транспортними засобами з повністю електричними СУ.

Враховуючи кількість типів силових установок та напрямки їх розвитку на сьогоднішній день саме гібридні силові установки є найближчою перспективою розвитку автомобільного транспорту на шляху до декарбонізації. Вони забезпечують оптимальне поєднання екологічних, економічних і технологічних переваг, що робить їх ефективним перехідним рішенням перед повсюдним впровадженням електромобілів і водневих транспортних засобів.

## 1.2 Оцінка викидів CO<sub>2</sub> у навколишнє середовище від автомобільного

транспорту

### 1.2.1 Екологічні наслідки експлуатації автомобільного транспорту

Автомобільний транспорт являє собою значне джерело антропогенного впливу на довкілля, що проявляється у викидах вуглеводнів, оксидів азоту, парникових газів і твердих часток, а також, у шумовому та тепловому забрудненні. Глобальні та регіональні стратегії спрямовані на зниження негативного екологічного впливу, зокрема через скорочення використання двигунів внутрішнього згоряння та їх заміну на електричні СУ, проте, актуальною постає проблема непрямих викидів електротранспорту та інших факторів забруднення, пов'язаних з експлуатацією автомобільних засобів.

Автомобільний транспорт має значний вплив на довкілля через ряд факторів:

– викиди вуглеводнів та оксидів азоту: Двигуни внутрішнього згоряння, які використовуються у більшості автомобілів, викидають значні кількості вуглеводнів та оксидів азоту. Ці речовини при попаданні в атмосферу можуть спричинити формування смогу, кислотні дощі, а також здатні чинити шкідливий вплив на здоров'я людини та стан флори і фауни Землі.

– викиди парникових газів: Автомобільний транспорт, також, відповідає за велику частку викидів парникових газів, зокрема вуглекислого газу (CO<sub>2</sub>). Це призводить до зміни клімату, глобального потепління та інших негативних екологічних наслідків.

– забруднення повітря твердими частками: Автомобільний транспорт спричиняє викиди твердих часток, таких як діоксид сірки та частки сажі, які можуть бути дуже шкідливими для здоров'я людини та довкілля, особливо у великих міських районах з високою концентрацією транспорту.

За даними зазначеними у Білій книзі Європейської Комісії – План розвитку єдиного європейського транспортного простору – на шляху до

конкурентоспроможної та ресурсоефективної транспортної системи [3] «...ЄС задекларував потребу кардинального скорочення викидів парникових газів у світі, маючи на меті обмежити кліматичні зміни менш, ніж 2°C, що знайшло підтримку міжнародної спільноти. Загалом, ЄС до 2050 р. необхідно скоротити викиди на 80-95% нижче рівнів 1990 року, причому для досягнення цієї мети розвинуті країни повинні здійснювати необхідні скорочення як єдина група. Аналіз Комісії свідчить про те, що хоча в інших секторах економіки можна досягти значніших скорочень, від транспортного сектору, який є значним і все зростаючим джерелом парникових газів, вимагається їх скорочення принаймні на 60% у порівнянні з 1990 роком. До 2030 р. транспорту поставлено за мету скоротити викиди парникових газів на приблизно 20% від їх рівня у 2008 р. І все ж, заважаючи на значне зростання транспортних викидів за останні два десятиріччя, вони все рівно перевищуватимуть рівень 1990 р. на 8%».

Твердження Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року визначають: «...світові тенденції розвитку транспортних систем свідчать про необхідність стрімкого об'єднання транспортних технологій та регіональних проектів мобільності. Транспорт стає все більш енергозберігаючим та «зеленим», безпечним і дружнім до споживача та навколишнього природного середовища. Багато країн світу планують до 2030 року замінити більшу частину легкових автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння на електромобілі». Політика ЄС щодо транспорту ставить завдання скоротити наполовину використання автомобілів на традиційних видах пального у містах до 2030 року та повністю від них відмовитися до 2050 року.

Поряд з цим поза увагою науковців лишається проблема збільшення непрямих (здійснених в процесі виробництва електричної енергії) викидів забруднюючих речовин в навколишнє середовище від електромобілів в процесі їх експлуатації.

Відпрацьовані гази ДВЗ – не єдине джерело забруднення довкілля

автомобільним транспортом, мають місце забруднення від відпрацьованих моторних та трансмісійних мастил, охолоджувальних та гальмівних рідин, акумуляторних батарей, від механічних продуктів зношення шин та гальмівної системи, не останнім є і шумове та теплове забруднення довкілля.

### 1.2.2 Енергетичні аспекти використання електромобілів та їх вплив на рівень викидів CO<sub>2</sub>

Розширення автомобільного парку електромобілів розглядається як стратегічний напрямок зниження шкідливих викидів у транспортному секторі. Однак загальний рівень екологічності таких транспортних засобів залежить не лише від відсутності прямих викидів CO<sub>2</sub> під час експлуатації, а й від типу та джерел виробництва електроенергії. Аналіз джерел електричної енергії та розрахунок викидів CO<sub>2</sub> від її генерації дозволяє оцінити реальний екологічний ефект впровадження електромобілів у міському середовищі.

Аналіз основних джерел виробництва електроенергії в Берліні, Варшаві та Києві, представлений на рисунку 1.13, показує, що у кожному з цих міст для виробництва електроенергії використовуються різноманітні джерела енергії [4].

За даними Федерального агентства з навколишнього середовища, очікується, що частки бензинових та дизельних двигунів у німецькому автопарку до 2030 року будуть приблизно рівні, становлячи близько 30% та 35% відповідно [4]. Також очікується збільшення частки електромобілів та гібридних СУ, яка становитиме близько 25% до 2030 року.

Щодо середньостатистичного пробігу для кожного типу автомобіля, дані також відрізнятимуться в залежності від ряду факторів, таких як модель автомобіля, рік випуску, стиль водіння та умови експлуатації. Загалом, середній пробіг для бензинових та дизельних автомобілів може становити 20 тис. км на рік, тоді як для електромобілів та гібридів це може бути більше, до 20 - 25 тис. км на рік, залежно від ємності акумулятора та режиму заряджання. Однак ці цифри лише приблизні і можуть змінюватись в

залежності від конкретної моделі та експлуатаційних умов.

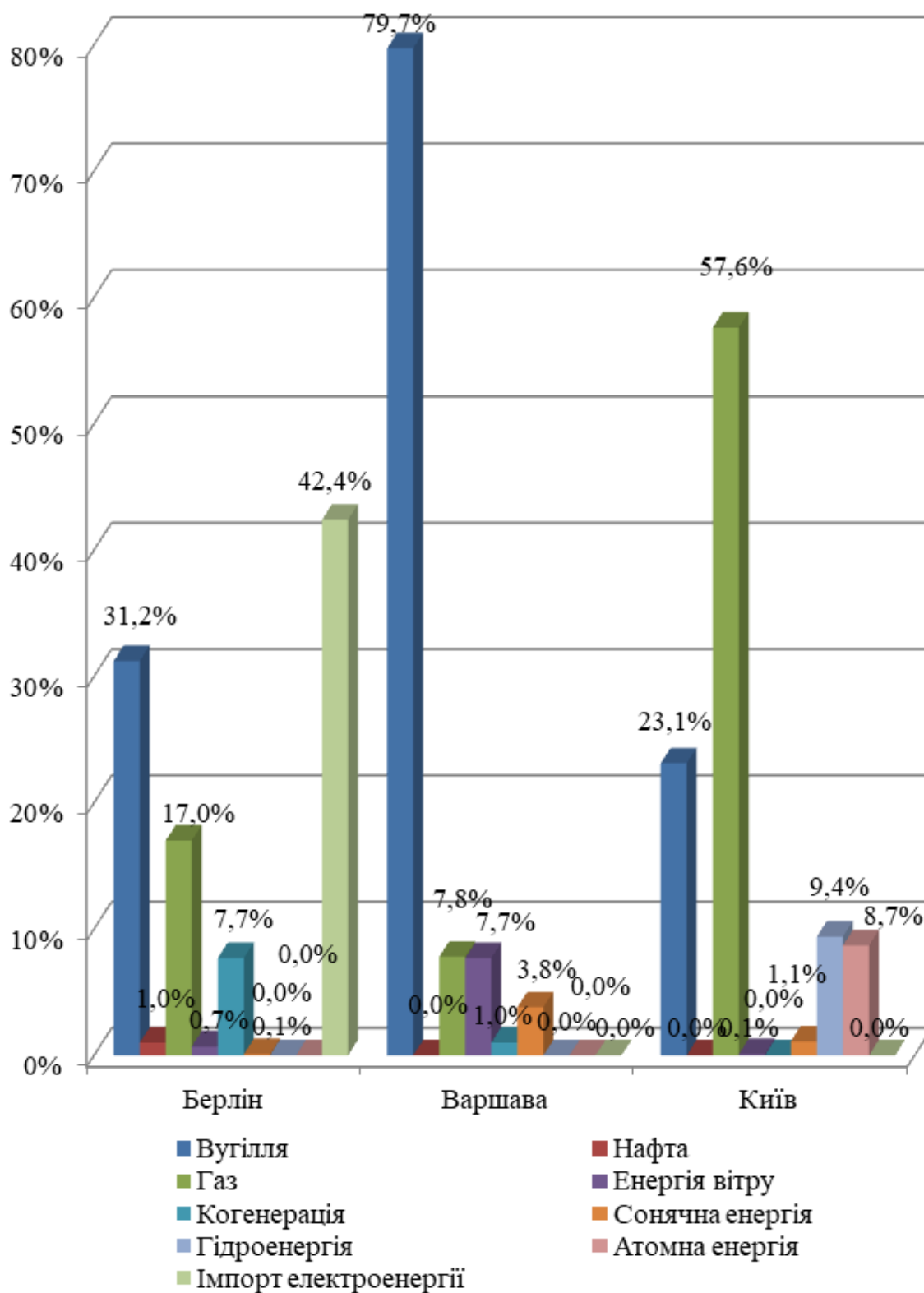


Рисунок 1.13 – Аналіз основних джерел виробництва електроенергії в Берліні, Варшаві та Києві

Згідно з офіційною статистикою, опублікованою на офіційному сайті

міста Берлін [5], на початок 2021 року автопарк Берліна складався з 1,79 млн зареєстрованих автомобілів. Розподіл типів двигунів в автопарку Берліна за 2021 рік був наступним:

- Бензинові автомобілі: 1,02 млн (57,2%)
- Дизельні автомобілі: 0,51 млн (28,9%)
- Гібридні автомобілі: 0,1 млн (5,9%)
- Електромобілі: 0,027 млн (1,5%)
- Автомобілі на газу: 0,034 млн (1,9%)
- Інші типи двигунів: 0,083 млн (4,6%)

Таким чином, на початок 2021 року більшість автомобілів в автопарку Берліна продовжували працювати на бензині чи дизелі. Однак, частка гібридних та електромобілів, як і раніше, збільшується, що свідчить про тенденцію до більш екологічно чистих автомобілів.

Незважаючи на зростаючу популярність екологічно чистих автомобілів, бензинові та дизельні автомобілі продовжують залишатися популярними серед місцевих автовласників у Берліні.

За останніми доступними даними (2021 рік), кількість зареєстрованих легкових автомобілів у Варшаві складає близько 0,75 млн одиниць [6]. Розподіл типів двигунів в автопарку Варшави за 2021 рік був таким:

- Бензинові двигуни: 0,45 млн (61%)
- Дизельні двигуни: 0,24 млн (32%)
- Гібридні автомобілі: 0,045 млн (6%)
- Електромобілі: 0,007 млн (1%)

Варшава також має найвищий рівень реєстрації гібридних та електричних автомобілів у Польщі.

За даними State Automobile Inspectorate of Ukraine, автопарк легкових автомобілів у Києві на (2021 рік) складав близько 1,2 мільйона одиниць. У відсотковому співвідношенні розподіл типів двигунів в автопарку Києва був наступним:

- Автомобілі з бензиновим двигуном: 0,8 млн (67%)
- Автомобілі з дизельним двигуном: 0,36 млн (30%)
- Гібридні автомобілі: 0,024 млн (2%)
- Електромобілі: 0,012 млн (1%)

Кількість зареєстрованих легкових автомобілів у Києві у 2021 році - 1,12 мільйона. Максимальна добова кількість активних автомобілів у Києві станом на січень 2022 року становить 1,13 мільйона одиниць. За 2021 рік у Києві стало на 17% більше автомобілів, ніж у 2020 році.

Враховуючи вищезазначені показники об'ємів виробництва електроенергії в Берліні, Варшаві та Києві, та викиди CO<sub>2</sub>, що були ними спричинені, а також беручи до уваги аналіз автомобільного парку цих міст, доцільним постає дослідження ефективності використання гібридних СУ та електромобілів шляхом аналізу показників потужності, екологічності та розрахунку показників емісії CO<sub>2</sub> в навколишнє середовище.

Для порівняльного аналізу розглянемо автомобілі чотирьох типів марки Volkswagen, які користуються популярністю у цих містах Європи і відповідають кожному з чотирьох типів силових установок.

Детальний аналіз порівняння Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI потужністю 150 к.с. [7], дизельним двигуном CRLB 2.0 TDI [7], Volkswagen Golf GTE [8] з гібридною силовою установкою на базі двигуна 1.4 TSI 150 к.с. та повністю електричного e-Golf [9] з точки зору показників потужності та екологічності:

- за потужністю усі три автомобілі мають однакову потужність двигуна – 150 к.с. Однак, у Volkswagen Golf GTE додатково є електродвигун, який додає до загальної потужності ще 102 к.с., що робить його значно швидшим і динамічнішим, ніж звичайний Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI або дизельним двигуном 2.0 TDI;

- за екологічністю у Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI викиди CO<sub>2</sub> становлять близько 126 г/км, трохи вищий показник має дизель – 132

г/км, тоді як у Volkswagen Golf GTE з гібридною силовою установкою викиди CO<sub>2</sub> на рівні 40 г/км, що є значно меншими. Також, Volkswagen Golf GTE може їздити в повністю електричному режимі до 50 км, що дає можливість робити короткі поїздки без використання бензину;

– витрата палива у Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI середня витрата палива становить приблизно 6,0 л/100 км в міських умовах та 4,8 л/100 км на трасі, версія з дизельним двигуном 2.0 TDI має середню витрату палива в міських умовах 5,2 л/100 км та 4,0 л/100 км на трасі. Середня витрата палива Volkswagen Golf GTE в залежності від режиму руху може становити від 1,4 до 2,0 л/100 км, що в рази менше, ніж у звичайного Volkswagen Golf;

– вартість та витрати на експлуатацію Volkswagen Golf GTE є більш дорогим автомобілем, ніж Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI чи 2.0 TDI, оскільки гібридна технологія вимагає більш складної і дорожчої силової установки. Однак, завдяки гібридній технології, Golf GTE може бути значно економічнішим в експлуатації, оскільки він має значно менший рівень витрат на паливо і допомагає зменшити рівень викидів вуглекислого газу;

– за рівнем шкідливих викидів інших забруднюючих речовин окрім CO<sub>2</sub>, важливо також враховувати рівень інших викидів шкідливих речовин. За даними виробника, Volkswagen Golf GTE відповідає нормам європейського стандарту викидів EURO 6, який регулює рівень викидів оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) та інших забруднюючих речовин. Таким чином, Golf GTE є екологічнішим варіантом з точки зору викидів інших забруднюючих речовин.

Варто відзначити, що Volkswagen Golf GTE має набагато кращі екологічні показники, оскільки це гібридний автомобіль, що може рухатися на електриці. Згідно з офіційними даними виробника, Volkswagen Golf GTE може їздити на електриці до 50 кілометрів на одному заряді. Це робить його

ідеальним вибором для тих, хто зазвичай робить короткі поїздки в місті.

Отже, Volkswagen Golf GTE з гібридною силовою установкою має кращі екологічні характеристики та менші витрати на паливо, що робить його більш ефективним і екологічно чистим варіантом в порівнянні з Volkswagen Golf з двигуном 1.4 TSI або 2.0 TDI.

Енергія, якою живиться електромотор e-Golf, зберігається в літієвих акумуляторних батареях потужністю 35 кВт/год, такого резерву вистачає на 231 км пробігу. Відповідно, витрата енергії на 100 км у хетчбека дорівнює 14,1 кВт/год, що трохи більше, ніж споживає, наприклад, електромобіль BMW і3.

Для виконання аналізу екологічності кожного типу силової установки порівнюваних автомобілів, врахуємо паспортні дані показників CO<sub>2</sub> які заявлені виробником. Однак електрична версія e-Golf не має викидів CO<sub>2</sub> під час експлуатації, проте, на його зарядку витрачається електрична енергія, при виробництві якої від різних джерел, таких як атомні станції, вугільні та газові електростанції виникають викиди CO<sub>2</sub> в атмосферу. Відповідно до закону збереження енергії, ці викиди варто враховувати в дослідженні екологічності електромобілів.

З аналізу викидів від джерел виробництва електроенергії відомо що в Берліні за рік виробляють 32,7 ТВт·год електроенергії на які припадають викиди у розмірі 10,9 млн т CO<sub>2</sub>. За даними джерел статистики на Варшаву припадає 23,6 ТВт·год виробленої електроенергії за рік та викиди у розмірі 13,341 млн т CO<sub>2</sub>. Трохи гірша ситуація в Києві, де на рік виробляється 12,69 ТВт·год електроенергії, на які припадають викиди CO<sub>2</sub> в розмірі 3,3 млн т.

Враховуючи ці дані, можна розрахувати викиди від електромобілів, які припадають на середньостатистичний річний пробіг 10 тис. км та кількість викидів CO<sub>2</sub> на кілометр пробігу. Для виконання цього розрахунку, необхідно визначити масу викидів CO<sub>2</sub> еквівалентну виробництву 1 кВт електроенергії.

Розрахунок  $g_w (CO_2)$ , кг/кВт – кількісного показника викидів CO<sub>2</sub>

спричиненого виробництвом 1 кВт електроенергії виконано за формулою 1.3, результати наведено на рисунку 1.14 та в таблиці 1.2.

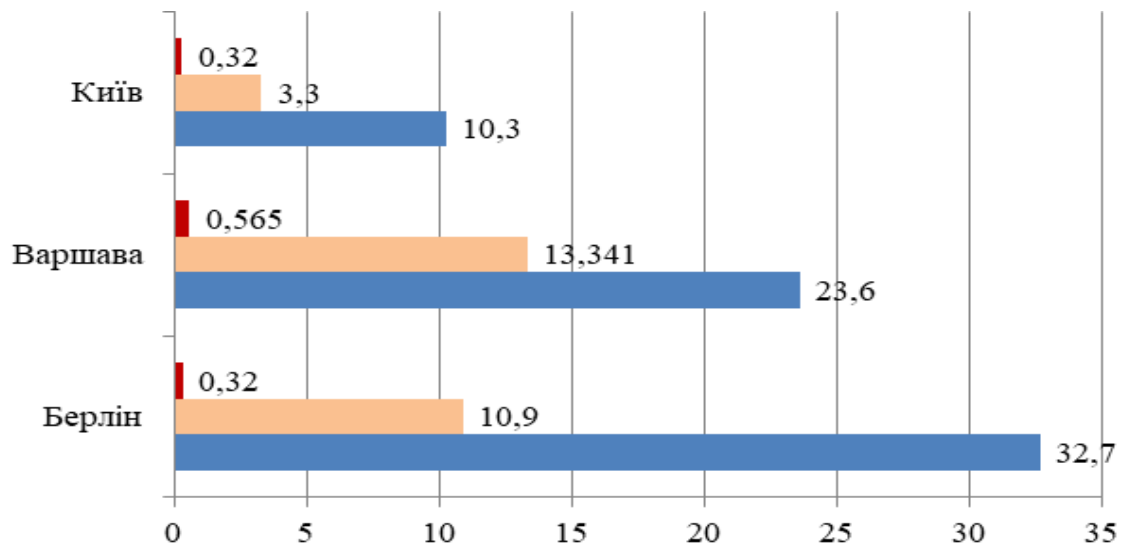
$$g_W (CO_2) = \frac{E_{CO_2}}{W} \quad (1.3)$$

де  $E_{CO_2}$  – валовий викид діоксиду вуглецю, млн т;

$W$  – об'єм виробленої електроенергії, ТВт·год.

Таблиця 1.2 – Кількісний показник викидів  $CO_2$  від джерел виробництва електроенергії

Місто	$E_{CO_2}$ , млн т	$W$ , ТВт·год	$g_W (CO_2)$ , кг/кВт·год
Берлін	10,9	32,7	0,333
Варшава	13,341	23,6	0,565
Київ	3,9	12,69	0,320



- кількість викидів  $CO_2$  спричинена виробництвом 1 кВт електроенергії  $g_W (CO_2)$ , кг/кВт·год
- маса річного викиду двооксиду вуглецю від генерації електроенергії,  $m_{CO_2}$ , млн.т.

Рисунок 1.14 – Кількісні показники енергоефективності

Аналіз екологічності автомобілів кожного типу виконуємо за умови, що середньостатистичний пробіг кожного становить 10 тисяч кілометрів за рік. Тому, викиди бензинового, дизельного та гібридного автомобіля залишаються незмінними для кожного міста. Однак викиди від електромобіля

будуть відрізнятись, це зумовлено відмінністю значень маси викидів CO<sub>2</sub> на кіловат електроенергії в кожному місті.

Показник емісії CO<sub>2</sub> від електромобіля на кілометр їздового циклу розраховуємо за формулою 1.4, результати представлено на рисунку 1.3 та у таблиці 1.3:

$$k_{CO_2} = G_{energy} \cdot g_w(CO_2) \quad (1.4)$$

Де  $g_w(CO_2)$  – викиди CO<sub>2</sub>, г/км;

$G_{energy}$  – витрата енергії (для e-Golf 14,1кВт·год/100 км).

Таблиця 1.3 - Викиди двоокису вуглецю від наземного транспорту

Тип енергетичної установки	Річний пробіг, км	Норма викидів CO <sub>2</sub> за паспортними даними, г/км	Показники емісії CO <sub>2</sub> , г/км			Річні показники емісії CO <sub>2</sub> , кг/рік		
			Берлін	Варшава	Київ	Берлін	Варшава	Київ
			За паспортними даними					
Бензин 1.4 TSI	10000	126	126	126	126	1260	1260	1260
Дизель 2.0 TDI		132	132	132	132	1320	1320	1320
Гібрид 1.4 TSI		40	40	40	40	400	400	400
			За результатами розрахунків					
Електромобіль		-	46,9	79,6	45,0	469	796	450

Наведені в таблиці 1.3 та рисунку 1.15 результати вказують на те, що найменший показник емісії CO<sub>2</sub> від наземного транспорту належить автомобілю з гібридною силовою установкою, йому за результатами розрахунків поступається електромобіль у якого емісія діоксиду вуглецю в повітря здійснюється за рахунок виробництва електричної енергії задля його експлуатації. Слід зазначити стрімке зростання кількості електромобілів. Незважаючи на те, що фірми-виробники електромобілів вказують на екологічну чистоту таких транспортних засобів, це є помилковим твердженням.

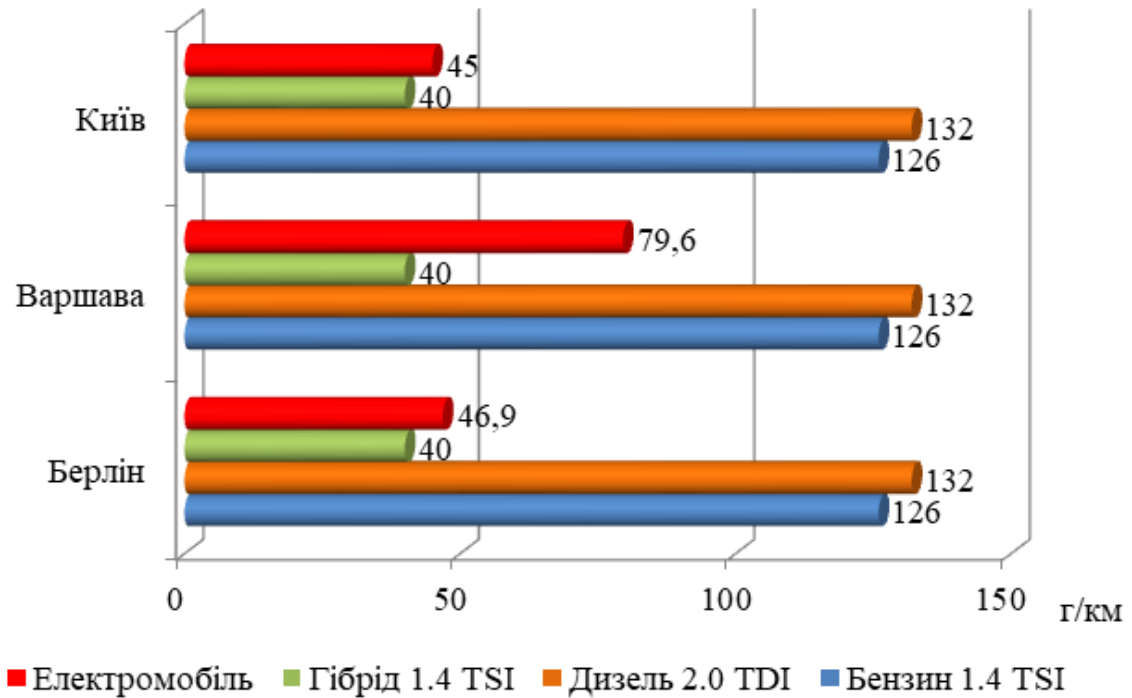


Рисунок 1.15 – Показники емісії CO<sub>2</sub> від наземного транспорту

Поглянемо на дане питання з точки зору енергетичної екологічності електромобілів – використання електроенергії яка виробляється енергетичним комплексом для експлуатації транспортного засобу та забруднення навколишнього середовища викидами діоксиду вуглецю від її виробництва.

Стратегічне завдання окреслене в Плані розвитку єдиного європейського транспортного простору чітко визначає скороченість на 50% використання автомобілів на «традиційних видах палива» у міському транспорті до 2030 року, і поступову відмову від таких транспортних засобів та досягнення вільного від викидів CO<sub>2</sub> простору в основних міських центрах до 2050 року. Вирішення поставленого і прийнятого у європейській спільноті завдання лише переходом на електромобілі, як на найбільш екологічний вид транспортних засобів не є виключно ефективним методом.

Змоделюємо ситуацію взявши за основу показники виробництва електроенергії, складу автопарку та показники таблиці 1.2 для Берліну, як міста з більше мільйона осіб населення на 2021 рік, при цьому приймемо в

дослідженні припущення, що весь автомобільний парк міста складають лише електромобілі Volkswagen e-Golf.

Розрахуємо і порівняємо для сучасного сумарного переліку СУ транспорту та за умови повного переходу автомобільного парку Берліну на електромобілі наступні показники:

– спожиту кількість електроенергії усіма електромобілями за рік з розрахунку річного пробігу 20000 км, витрати енергії для e-Golf 14,1 кВт·год на 100 км пробігу;

– викиди діоксиду вуглецю від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік.

Дані розрахунків сучасного сумарного переліку СУ транспорту та за умови повного переходу автомобільного парку Берліну на електромобілі представлені в таблиці 1.4

Таблиця 1.4 – Порівняльна характеристика витрат енергії та викидів CO<sub>2</sub> від електромобілів по Берліну

Показники	Сучасний сумарний перелік СУ транспорту	За умови повного переходу на електромобілі
Річний обсяг виробництва електроенергії, ТВт·год	32,70	
Кількість електромобілів, млн одиниць	0,027	1,790
Кількість електроенергії спожитої (витраченої на зарядку) електромобілями за рік, ТВт·год	0,076	5,048
Частка електроенергії спожитої електромобілями за рік від загального обсягу виробництва електроенергії, %	0,23	15,43
Викиди CO <sub>2</sub> від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік, т	25308	1680980

Порівняння характеристик витрат енергії та викидів CO<sub>2</sub> від

електромобілів по Берліну у 2021 році для сумарного переліку силових установок всіх типів та за умови повного переходу автопарку на електромобілі представлено на рисунку 1.16.

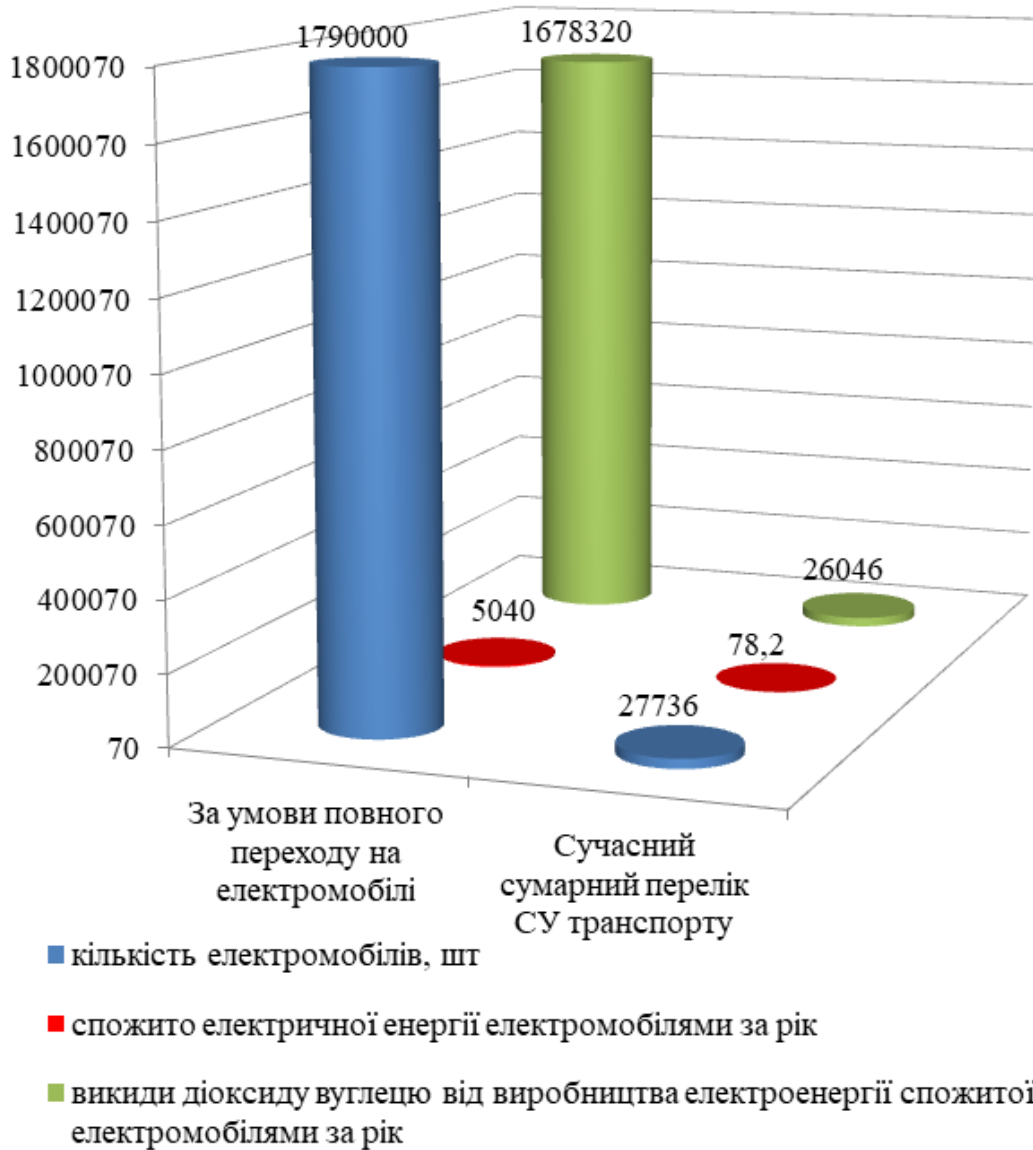


Рисунок 1.16 – Порівняння характеристик сумарного переліку силових установок всіх типів та за умови повного переходу автопарку на електромобілі витрат енергії та викидів CO<sub>2</sub> від електромобілів по Берліну у 2021 році

Аналіз отриманих результатів показує, що частка електроенергії спожитої електромобілями за рік від загального обсягу виробництва

електроенергії в досліджуваній моделі перевищує результат, отриманий за реальними показниками 2021 року в Берліні в 67,08 рази. Фактично цей показник становить 15,43%, що в 1,81 рази перевищує сукупний відсоток виробництва електричної енергії (від загального обсягу виробництва електроенергії у 2021 році) усіма відновлювальними (екологічними) джерелами електричної енергії (рисунок 1.14), який становив 8,5% з урахуванням когенерації. Це дає підстави наголошувати не тільки на необхідності збільшення виробництва електричної енергії в Берліні, а і на загостренні питання розвитку відновлювальної енергетики, оскільки виникає пряма залежність «екологічний транспорт - неекологічні джерела енергії - експорт електричної енергії».

Результати розрахунків за умови повного переходу на електромобілі свідчать про те, що викиди CO<sub>2</sub> від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік, які становлять 1680980 тон перевищують у 66,4 разів викиди CO<sub>2</sub> від виробництва електроенергії спожитої електромобілями за рік в реальних умовах Берліну у 2021 році.

Щороку відбувається зростання кількості автомобілів в великих містах, що додає значного впливу на отримані в змодельованій ситуації результати.

Тотальний перехід на електромобілі спричинить необхідність збільшення виробництва електричної енергії, а враховуючи відмову від традиційних джерел енергії призведе до необхідності збільшення потужностей відновлюваної «зеленої» енергетики.

Слід, також, акцентувати увагу на тому, що результати отримано з урахуванням лише емісії CO<sub>2</sub> в навколишнє середовище від автомобільного транспорту (електромобілів) в процесі їх експлуатації. Не взято до уваги викиди, спричинені стаціонарними джерелами такими як автомобільні заводи, що виготовляють автомобілі та підприємствами, в яких зосереджено виробництво окремих складових цих транспортних засобів. Окремо необхідно зазначити на утилізації відпрацьованих частин електромобілів,

цей процес не є екологічним. Поряд з цим кожна складова: виготовлення, експлуатація та утилізація, потребує енергетичних затрат, що додатково впливає на кількісні показники забруднення навколишнього середовища різного типу викидами, зокрема CO<sub>2</sub>.

З огляду на отримані результати політика повного переходу на електромобілі спричинить загострення проблеми швидкого запровадження «зеленої енергетики» задля усунення зростання попиту на електроенергію, запобігання зростанню її експорту, і як наслідок підвищення рівня забруднення навколишнього середовища від її виробництва.

### 1.3 Сучасний стан та перспективи розвитку гібридних силових установок

У світовому автомобілебудуванні в даний час спостерігається тенденція інтенсивного використання в автомобілях електричних та електронних пристроїв. Їх частка в собівартості сучасних автомобілів досягає 15-35%.

Для сучасного автомобіля характерна тенденція об'єднання функціональних систем. Так, розвиток силової електрики і електроніки дозволяє об'єднати разом елементи системи пуску ДВЗ і електропостачання автомобіля в єдиному пристрої – стартер-генераторі. Це електрична машина, яка працює при пуску електродвигуном, а в нормальному робочому режимі – генератором.

Таке поєднання дозволяє відмовитися від ряду пристроїв, що встановлюються зазвичай на ДВЗ (маховика, механізму привода стартера і т.д.), а також, розширити функції. Наприклад, спільно з гальмівною системою здійснювати гальмування автомобіля з рекуперацією енергії в накопичувач електричної енергії, спільно з накопичувачем служити демпфером при роботі двигуна, працювати в режимі «стоп-старт» (при зупинці автомобіля вимикати ДВЗ і здійснювати безшумний і швидкий його

запуск). Також, в певних ситуаціях можливий рух автомобіля на електричній тязі за рахунок ЕМ і накопиченої електричної енергії.

Підвищена потужність електромашини в генераторному режимі дозволяє «електрифікувати» рульове управління, механізм газорозподілу, насос в системі охолодження і т.п., однак великі струмові навантаження і падіння напруги в вентильних перетворювачах вимагають переходу на підвищену напругу.

Проблеми зниження шкідливого впливу автомобіля на навколишнє середовище і підвищення паливної економічності можуть бути вирішені при використанні в їх конструкції гібридних силових установок.

Незважаючи на стрімке зростання цін на нафту і газ, а також підвищення вимог до екологічності автомобілів, тільки з 1990-х років провідні фірми з виробництва автомобілів оголосили про наміри серйозно зайнятися розробкою і подальшим виробництвом гібридних СУ. Ця тенденція підтверджується і тим, як стрімко зростає кількість патентів в області ГСУ.

Патенти за напрямом «робоча схема взаємодії елементів ГСУ» зосереджені на пошуку оптимального алгоритму роботи компонентів, зокрема традиційного та електричного двигунів з метою найкращого використання їх комбінації.

На підставі патентного пошуку можна говорити про те, що розробки та їх патентування йдуть за чотирма основними схемами ГСУ: послідовною, паралельною, диференціальною «спліт» і комбінованою (послідовно-паралельною і ін.). Послідовна схема в розглянутих патентах реалізується в такий спосіб: ДВЗ працює тільки на генератор, при цьому вибирається режим мінімального споживання палива і шкідливих викидів. Енергія, що виробляється генератором, подається або на тяговий електродвигун, або в накопичувач енергії і на тяговий електродвигун, або тільки в накопичувач енергії. Тяговий електродвигун забезпечує весь необхідний силовий і швидкісний діапазони транспортного засобу і при його уповільненні працює

в режимі генератора, забезпечуючи рекуперацію енергії гальмування. Перевагами послідовної схеми є: можливість роботи первинного двигуна (ДВЗ) в постійному режимі мінімальної витрати палива і шкідливих викидів, простота керування силовою установкою, відсутність спеціальних вузлів трансмісії, можливість зниження розмірності силового агрегату. До недоліків слід віднести відносно малий ККД системи перетворення енергії від ДВЗ до ведучих коліс.

Розглянемо деякі характерні приклади патентів по даному напрямку.

В даному винаході (рисунок 1.17) передбачається використання плоского мотор-генератора, розташованого на маховику. Незважаючи на перевагу, що виражається в компактності силовий трансмісії, робота електромашини є допоміжною і отже ККД залишається невисоким.

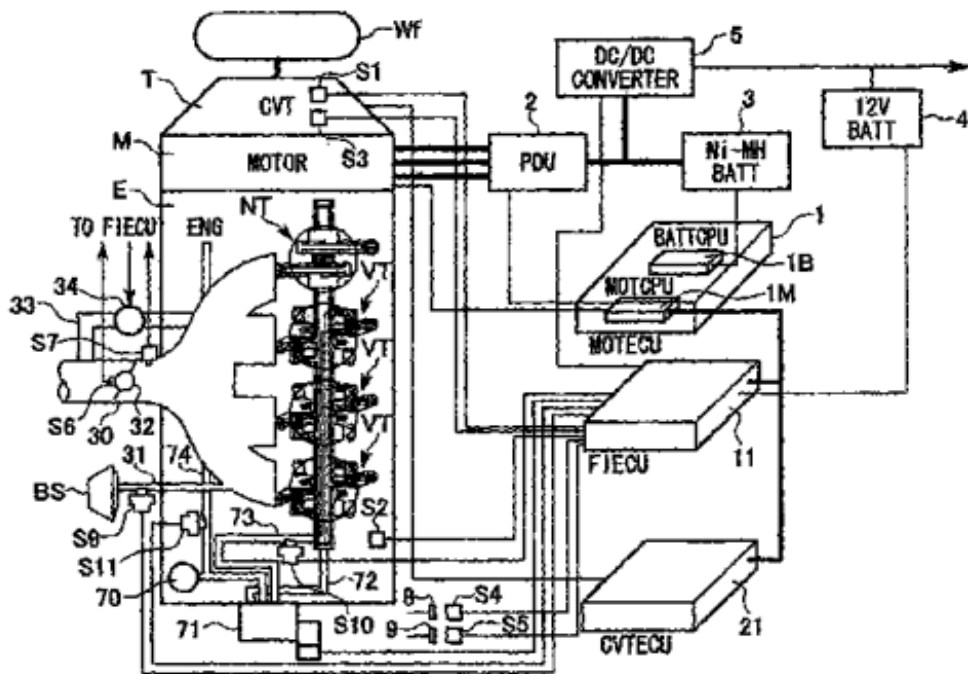
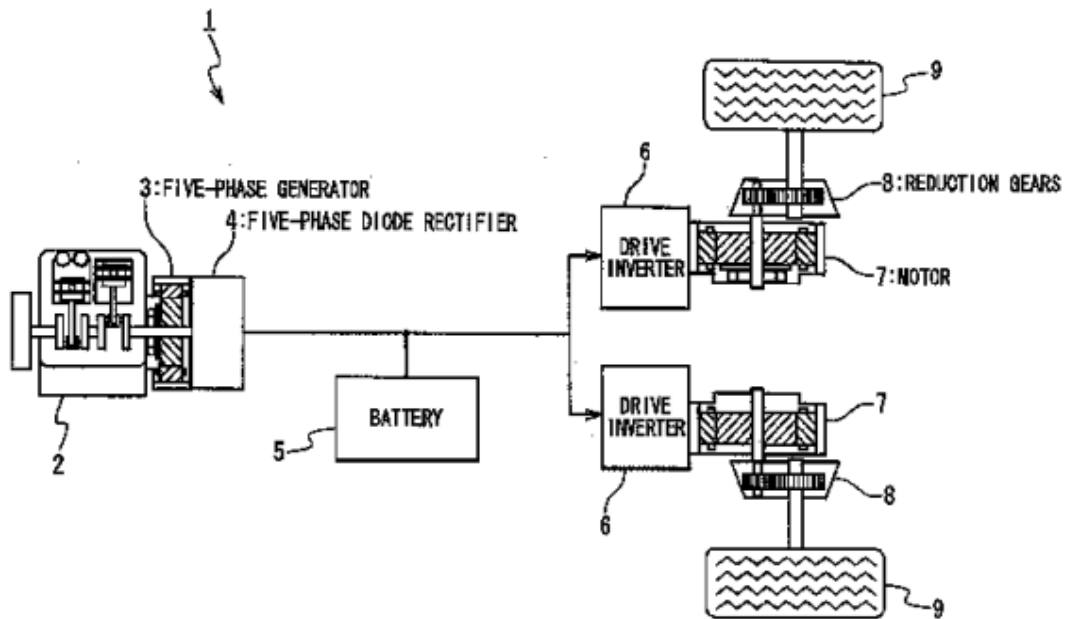


Рисунок 1.17 – Патент Honda Motor Corporation (US 6956298 18.10.2005) [10]

В даному патенті (рисунок 1.18) використовується послідовна схема для транспортного засобу колісною формулою  $4 \times 2$  з індивідуальним приводом ведучих коліс задньої осі. Колісний редуктор дозволяє забезпечити необхідне тягове зусилля і використовувати високо оборотного

електричну машину з високими питомими показниками. Крім того, роздільний привід дозволяє виконувати ряд додаткових функцій, які не є обов'язковими для ГСУ.

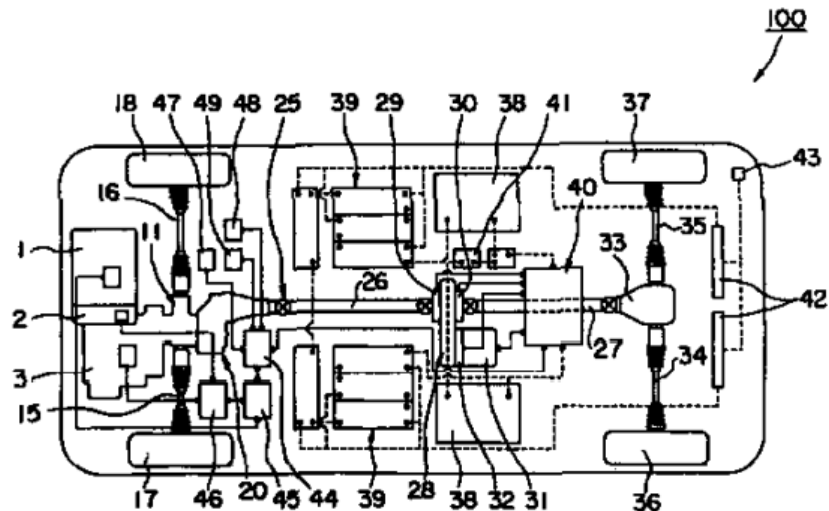


1 - ГСУ послідовного типу, 2 - ДВЗ, 3 - п'ятифазний генератор,  
4 – п'ятифазний діодний випрямляч, 5 - батарея, 6 - перетворювачі,  
7 - електродвигуни, 8 - редуктори, 9 - провідні колеса

Рисунок 1.18 – Патент Mitsubishi Heavy Industries (US7635039  
22.12.2009) [11]

Паралельна схема забезпечує спільну роботу ДВЗ і тягового електродвигуна (ТЕД) на загальну трансмісію. Перевагою такого різновиду паралельної схеми є більш високий ККД передачі енергії від первинного двигуна до ведучих коліс, в порівнянні з послідовною схемою, і можливість застосування однієї електромашини замість двох. Недоліком є обов'язкове ускладнення трансмісії для забезпечення підведення потужності від електричної машини, відхід первинного двигуна від режиму мінімальної витрати палива при регулюванні швидкості руху транспортної машини і певне ускладнення системи управління трансмісією. Можливий варіант



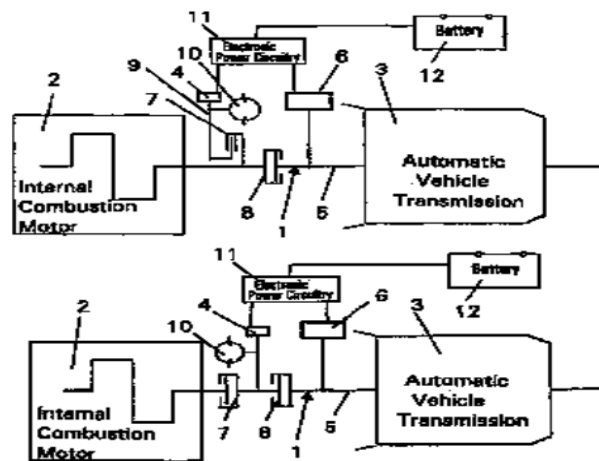


100 - гібридне транспортний засіб, 1 - ДВЗ, 2 - електромагнітна муфта, 3 - трансмісія, 15,16-лівий і правий приводи, 17,18 - передні провідні колеса, 20 - роздавальна коробка, 25 - карданний вал, 26 - передній карданний вал, 27 - задній карданний вал, 28 - редуктор, 29 - перше зчеплення, 30 - друге зчеплення, 31 - електродвигун, 32 - третя зчеплення, 33 - задній міст, 34,35 - задні приводні вали, 36,37 - задні провідні колеса, 38 - конденсатор, 39 - батарея, 40 - контролер електродвигуна, 41- переривник, 42 - пристрій для зарядки батареї, 43 - роз'єм, 44, 45 - контролери ДВЗ, 46 - контролер КПП, 47 - перемикач режиму руху, 48 - датчик акселератора, 49 - датчик гальма

Рисунок 1.20 – Патент Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha(GB2305643 16.04.1997) [13]

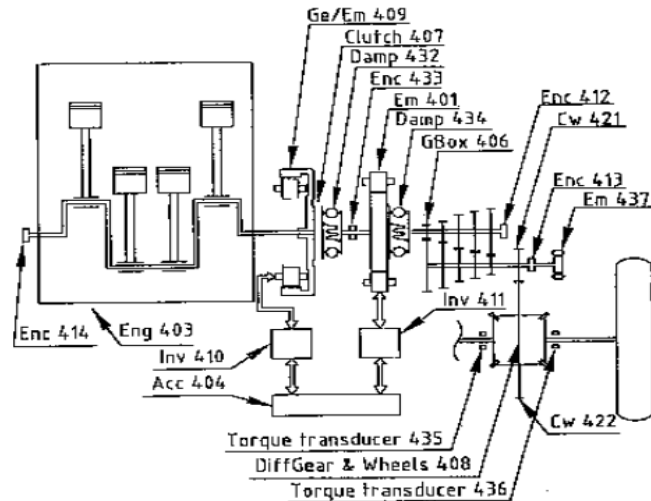
Послідовно-паралельна схема компонування ГСУ з приймально-розподільним пристроєм на базі традиційного механізму розподілення дає можливість варіювати як типом використовуваної енергетичної установки (ДВЗ, електродвигун або їх комбінація), так і типом приводу (повний блокований, повний від різних джерел енергії, індивідуальний – від різних джерел енергії на кожен з мостів). Передача потужності в даному випадку здійснюється без використання проміжних агрегатів, що підвищує ККД трансмісії автомобіля. Все перераховане в сукупності спрощує конструкцію гібридного автомобіля і витрати на його виробництво. Крім того, прийняте

рішення забезпечує можливість додаткових режимів роботи автомобіля: задній привід або від обох двигунів, або тільки від тягового електродвигуна; передній привід - від обох двигунів або тільки, від тягового електродвигуна. Послідовно-паралельна схема поєднує в собі послідовну і паралельну схеми ГСУ для отримання максимальних переваг від обох систем. Вона має, як мінімум, два двигуна і, в залежності від умов руху, використовує тільки електромотор або він же спільно з ДВЗ для досягнення високих технічних характеристик. Згідно нижчеперелічених виконань винаходів зміна тягового і швидкісного діапазонів здійснюється за допомогою перемикання силових елементів трансмісії: з послідовного на паралельний і навпаки за допомогою фрикційної муфти. Основними недоліками даної схеми є підвищені енерговитрати, необхідні для переходу від одного режиму до іншого і можливість виникнення додаткових динамічних навантажень при зміні схеми ГСУ. Приклади патентів по послідовно-паралельною схемою наведені на рисунках 1.21, 1.22.



- 1 - трансмісія, 2 - ДВЗ, 3-автоматична КПП, 4 - перший електродвигун,  
 5 - приводний вал трансмісії, 6 - другий електродвигун, 7 - перше зчеплення,  
 8 - друге зчеплення, 9 - паралельний привід, 10 - насос, 11 - перетворювач,  
 12 - накопичувач енергії

Рисунок 1.21 – Патент ZF Friedrichshafen KG (US6705416 16.03.2004) [14]



401 - електродвигун, 403 - тепловий двигун, 404 - накопичувач енергії, 407 - перше зчеплення, 408- редуктор і ведучі колеса, 409 - мотор-генератор, 410, 411 - перетворювачі, 412 - датчик положення провідного вала, 413 - датчик положення веденого вала, 414 - датчик положення коленвала, 421, 422 кулачкова муфта, 432,434 - демпфери, 433 - датчик положення вала, 435, 436 - перетворювачі крутного моменту.

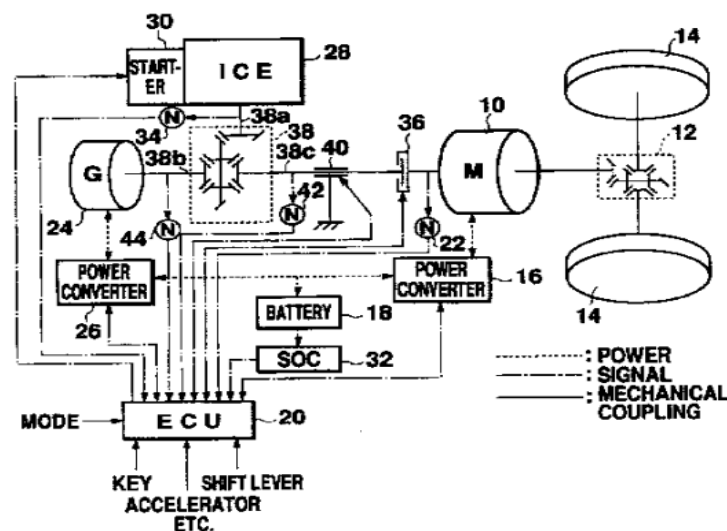
Рисунок 1.22 – Патент Stridsberg Innovation AB(US 6740002 25.05.2004) [15]

У диференціальної схемою (спліт) основний виконавчий механізм варіювання є планетарний редуктор. Перший електродвигун (генератор) з'єднаний з зовнішнім (коронним) колесом редуктора, внутрішнє (сонячне) колесо сполучене з валом першого електромашини, водило, пов'язане з валом ДВЗ. Вал зовнішнього зубчастого вінця служить одночасно валом приводу ведучих коліс, а другий електродвигун підключений до нього через редуктор. Обидва електродвигуни через перетворювачі приєднані до електричного накопичувача (батареї). При роботі установки вхідна потужність від двигуна або сукупності двигунів згідно з передавальним відношенням надходить на вихід механізму варіювання і передається до ведучих коліс транспортного засобу. До недоліків схеми слід віднести знижений функціональний діапазон, оскільки в ньому не можна реалізувати, наприклад:

а) послідовну схему роботи (коли ДВЗ працює тільки на привід генератора) через постійний механічний зв'язок між ДВЗ і провідними колесами, тощо;

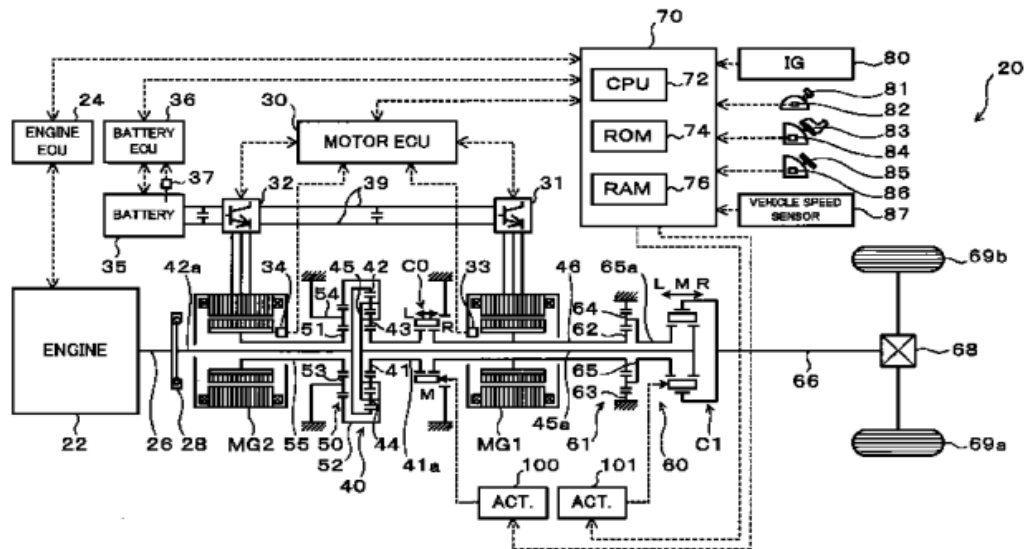
б) режим руху транспортного засобу тільки за допомогою ДВЗ при вимкнених електричних машинах, оскільки навіть в разі знеструмлення обмотки тягового електродвигуна для приведення в обертання валу приводу ведучих коліс одним ДВЗ необхідно задіяти перший електродвигун. Крім того, в схемах мають місце підвищені допоміжні енергетичні витрати, викликані регулюванням навантаження на генераторі для безступінчастої зміни передавального числа трансмісії.

Приклади патентів, що належать до диференціальної схемою показані нижче на рисунках 1.23, 1.24.



28 - ДВЗ, 30 - стартер, 20 - блок керування, KEY - ключ, Accelerator - педаль акселератора, Shift lever - важіль перемикавання, 32 - датчик стану заряду накопичувача, 18 - накопичувач, Mode - режим, 16, 26 - перетворювачі, 10 - електродвигун, 14 - провідні колеса, 12 - задній міст, 22 - датчик частоти обертання, 24 - генератор, 36 - зчеплення, 38 - розподільник крутного моменту, 38a, 38b, 38c - вали механізму розподілу крутного моменту, 40 - гальмівний механізм.

Рисунок 1.23 – Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (US5722502 03.03.1998) [16]



20 - гібридне транспортний засіб, 22 - ДВЗ, 24 - блок управління двигуном, 26 - колінвал, 35 - накопичувач енергії, 40 - механізм розподілу крутного моменту, 50 - редуктор, 60 - трансмісія, 70 - блок управління, C0 - зчеплення, C1 - зчеплення трансмісії, MG1 - перший електродвигун, MG2 - другий електродвигун.

Рисунок 1.24 – Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (US200930100 10.12.2009) [17]

Патенти за напрямом «спосіб керування ГСУ можна розділити на три групи, що реалізують різні підходи до управління:

- варіювання передачею потужності шляхом зміни схем комбінованого підключення до приводу ведучих коліс ДВЗ і електродвигуна;
- управління навантажувальним режимом ДВЗ, при якому забезпечується його робота в зоні мінімальних питомих витрат палива і викидів шкідливих речовин;
- регулювання режимами передачі потужності в залежності від поточних умов руху і стану елементів ГСУ.

Нижче наведені деякі патенти, що характеризують відмічені підходи до регулювання ГСУ. На рисунку 1.25 (патент US6876098) наведено алгоритм управління ДВЗ, виходячи з кількості електричної енергії в

накопичувачі. У міру переходу накопичувача від високого ступеня зарядженості до низької знімається з ДВЗ потужність зростає за заданими характеристиками від мінімуму до максимуму.

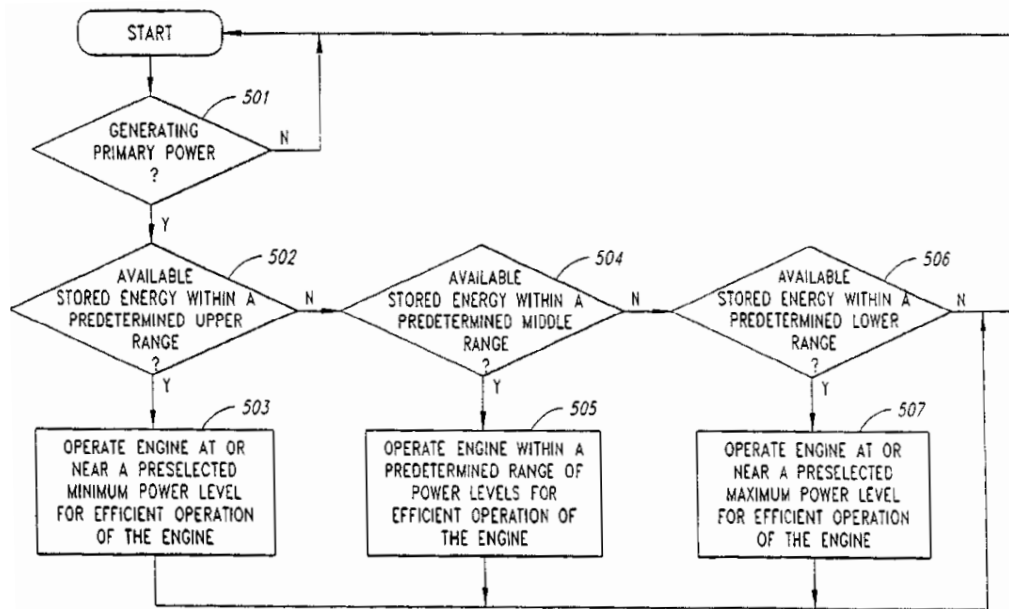


Рисунок 1.25 – Патент US6876098 [18]

Тенденція впровадження ГСУ на існуючі автомобільні платформи знайшла відображення в патентах на ці винаходи, статистика доводить, що найбільше розповсюдження отримали саме схеми ГСУ на базі ДВЗ з іскровим запалюванням. В рамках даної тенденції фахівцям було необхідно враховувати критерії, накладені параметрами існуючих базових конструкцій. Одним з основних вимог при проектуванні є оцінка економічного ефекту. Для досягнення даної мети відзначається прагнення вносити мінімальні зміни в конструкцію існуючих вузлів і систем. При цьому, як правило, використовується вже існуюча робоча схема розташування елементів, а патентування ведеться за способом управління даною схемою, режим запуску, процес початку руху і допомогу ДВЗ при різних умовах.

Гібридні силові установки на базі двигунів внутрішнього згорання – це складна і технічно вимоглива система, що потребує досить серйозного

дослідження з боку науковців та інженерів. В науковій літературі описуються шляхи підвищення ефективності таких систем, і вони активно вивчаються:

– За допомогою підвищення ступеня стиску двигуна можна зменшити споживання палива та підвищити його ефективність. У роботі [19] дослідили вплив ступеня стиску на роботу двигуна з іскровим запалюванням, який працює на водні та вплив на його ефективність. Результати показали, що підвищення ступеня стиску дозволяє збільшити ефективність двигуна та знизити споживання палива.

– Використання системи рекуперації енергії може підвищити ефективність гібридних силових установок. У своїй роботі [20], автори досліджують використання термоелектричних генераторів для відновлення втраченої енергії від відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згорання. Результати дослідження показали, що використання такої системи може знизити споживання палива та викиди шкідливих речовин.

– Використання електричного турбонаддуву може підвищити ефективність двигунів внутрішнього згорання. У своїй роботі [21], автори досліджують використання електричного турбонаддуву для підвищення ефективних показників двигуна внутрішнього згорання. Результати показали, що використання електричного турбонаддуву дозволяє підвищити ефективність двигуна та знизити споживання палива.

– Використання електричних двигунів з можливістю рекуперації енергії може підвищити ефективність гібридних силових установок. У своїй роботі [22], автори порівнюють різні стратегії керування енергетичними потоками в гібридних електричних автомобілях. Результати показали, що використання електричних двигунів з можливістю рекуперації енергії дозволяє знизити споживання палива та підвищити ефективність гібридних силових установок.

Узагальнюючи вищезазначене слід зауважити на те, що шляхи

підвищення ефективності гібридних силових установок на базі двигунів внутрішнього згорання включають в себе використання новітніх технологій та матеріалів, таких як легкі конструкції, ефективні системи охолодження, термоелектричні генератори та електричний турбонаддув, а також оптимізацію керування енергетичними потоками з використанням електричних двигунів з можливістю рекуперації енергії. Результати досліджень показали, можливість зниження витрат палива та викидів шкідливих речовин шляхом використання цих технологій, що є важливим кроком в напрямку створення більш стійкої до змін клімату транспортної системи.

#### 1.4 Особливості використання добавки водню в двигунах з іскровим запалюванням

Виконані дослідження свідчать про можливість досягти підвищення паливної ефективності та зниження викидів шкідливих речовин, при використанні водню в якості добавки до основного палива в двигунах внутрішнього згорання. Для цього необхідно розробити спеціальні системи подачі водню, які б забезпечували його рівномірне змішування з повітрям та основним паливом.

Водень показує відмінні риси прийнятного вуглецевмісного палива. Спалювання водню не призводить до утворення токсичних продуктів, таких як вуглеводні, монооксиди вуглецю, оксиди сірки, органічні кислоти або двоокис вуглецю. Добре відомо, що пролитий водень не надає шкідливого впливу у погіршенні стану навколишнього середовища через його високу плавучість та дифузію в повітрі. Розливи водню швидко розсіюються в атмосферу. Пролитий бензин, з іншого боку, часто створює небезпеку пожежі, а в деяких випадках виявився забруднювачем підземних вод. Через серйозність цієї проблеми, The Environmental Protection Agency з 20 березня 1992 року, затвердили, що потенційні джерела підземних витоків будуть

переоцінені та замінені, якщо необхідно [23]. Водень не має проблем розпилення та випаровування рідких палив, що використовуються в холодну погоду. Натомість він легко змішується з повітрям, і суміш досить стабільна при кімнатній температурі; однак, енергія займання водню низька в порівнянні з іншими газоподібними та рідким паливом, що характеризує її займистість при дуже низькому еквівалентному співвідношенні. Межі займистості водню варіюються від 4 до 74 об. % у повітрі при кімнатній температурі і атмосферному тиску. Одним з наслідків підвищення є широкий діапазон швидкостей полум'я і температур горіння, що одержуються з водневоповітряних сумішей. Водень є найлегшим із елементів з атомною вагою 1,0 і найменшим атомом. У рідкій формі бензин має 10 видів, настільки ж щільних, як і водень (щільність рідкого водню дорівнює  $0,07 \text{ г/см}^3$ ). В цикловій подачі палива, енергія водню становить лише третину від обсягу енергії бензину. Тобто, майже в 3,5 рази більше водню припадає на обсяг за певну кількість енергії, що виділяється під час горіння. Як паливо для двигуна внутрішнього згорання водень виявився дуже вибухонебезпечною речовиною. Через його низьку енергію запалення, передчасне займання водню є серйозною проблемою. Невелика відстань гасіння дозволяє полум'ю проходити через вузькі отвори (впускні та випускні клапани матимуть такі отвори), а полум'я – у впускний колектор. Детонація двигуна зі стехіометричними або збагаченими сумішами є ще одним аспектом, який, мабуть, досить поширений для двигунів, що працюють на водні. Але ця ж характеристика дозволяє працювати зі збагаченим воднем бензиновим двигуном, який працює в надплинному стані без детонації, спалаху або пропусків запалювання [24]. Значна кількість експериментальних і теоретичних досліджень були проведені з воднем в якості палива для двигунів з іскровим запалюванням. Двигуни з іскровим запаленням працювали на всіх шести окремо або у поєднанні з бензином варіаціях сумішей. Деякі з цих видів палива використовуються сьогодні у поєднанні з бензином як переформульоване паливо з використанням етанолу

або метанолу. Вони становлять значний інтерес через збільшення кількості кисню та водню [25], що відіграє важливу роль у займанні та спалюванні, а саме, вміст водню (відношення Н/С) у паливі. Газоподібне паливо з вищим вмістом водню горить стабільно, плавно і забезпечує легке запалювання.

Тому в даний час велика увага стала приділятися найбільш перспективному способу, що реалізується, отриманням необхідної кількості водню за допомогою електролізерів на борту автомобіля. У цій схемі водень отримують за допомогою електролізу води та подають на впуск у певних кількостях.

Але при цьому залишаються невизначеними оптимальні кількості водню, що додається для забезпечення необхідних показників токсичності та економічності роботи автомобільного двигуна.

Аналіз способів подачі водню в циліндр двигуна показав, що основні способи можна поєднати в такі групи:

- подача водню на впуску разом із подачею повітря в циліндр двигуна.
- індивідуальне дозування водню в області впускних клапанів кожного циліндра двигуна.
- подача водню до циліндра двигуна під тиском 0.2-4 МПа.
- упорскування рідкого водню у впускний колектор або циліндр двигуна.

За першим способом, проведені дослідження [26], які показали, що енергія, яка вводиться з воднем, що додається 6% від маси палива, становить до 11% від загального обсягу енергії, що вводиться з паливом. Під час випробувань двигун запускався на бензині і лише потім здійснювалася подача водню. Це забезпечило безпечну експлуатацію, і не було жодної можливості, що може статися витік водню під час запуску двигуна.

Крім того, водень має великий вплив не лише на роботу двигуна та токсичні викиди, а також на межі стійкої роботи під час збіднення суміші.

Було встановлено, що збільшення кількості водню, що додається, підвищує крутний момент двигуна, потужність і ККД двигуна, на всіх складах суміші починаючи з  $\alpha = 0.91$  і вище до межі ефективного збіднення суміші. При цьому вплив водню зі збідненням суміші збільшується.

При роботі двигуна з 6% водню забезпечується межа ефективного збіднення суміші  $\alpha = 1.3$ , де досягається підвищення крутного моменту, потужності та покращити питому витрату палива приблизно на 35%. Крім того, двигун працює плавно та контрольовано.

Використання водню підвищує межу збіднення суміші до  $\alpha = 1.47$ , водночас для бензину вона становить  $\alpha = 1.24$ .

Збіднення суміші, що забезпечується до межі стійкого згорання добавкою водню, дозволяє знизити концентрацію CO та CH у ВГ.

З метою скорочення викидів CH + NO<sub>x</sub> до 3,7 г/кВт·год, або менше, при 6% добавці водню, необхідно досягти коефіцієнту надлишку повітря більше, ніж 1,34.

Крім того, очевидно, що двигун, що працює на складах суміші  $\alpha = 1.35$ , забезпечує зниження викидів токсичних компонентів ВГ значно нижче, ніж норми щодо токсичності ЄВРО-4, і дозволяють виконувати ЄВРО-6.

Було показано, що небажані явища згорання, такі як зворотні спалахи та калильне запалювання, можна уникнути за допомогою роздільного впорскування палив. Крім того, результати показують, що час затримки для впорскування бензину при роботі з воднем не є необхідним, і впорскування може бути розпочато у ВМТ. Проведені дослідження показали, що для значного скорочення викидів токсичних компонентів з ВГ необхідно здійснити стійку та ефективну роботу на складах суміші 1.3-1.35. Зіставлення всіх результатів показує, що паливо в поєднанні бензину і водню забезпечує необхідні умови протікання згорання, кращу продуктивність і розширення меж стабільного згорання.

Дослідження показали, що додавання невеликої кількості водню

підвищує тепловий ККД двигуна і знижує токсичні викиди ВГ при роботі на бідній суміші, стійка робота при збідненні суміші з добавкою водню забезпечується за рахунок збереження високої швидкості поширення полум'я відповідної згорянню стехіометричних сумішей. Це значно розширює межі стійкого збіднення суміші, тому експериментально було показано, добавка 6% від маси палива водню дозволяє здійснювати стабільну і стійку роботу двигуна на коефіцієнті надлишку повітря 1,35. Крім того, показано, що для отримання підвищення ефективності процесу згоряння на 20-25% необхідна невелика кількість водню, що забезпечується за рахунок невеликої системи зберігання водню та компактного бортового джерела водню, одним з варіантів є бортовий електролізер, що живиться від генератора. Дана система не вимагатиме значного збільшення ваги та обсягу необхідного для зберігання палива.

Основні висновки цього дослідження є привабливими для подальшої реалізації в транспортних засобах, що серійно випускаються. По-перше, наприклад, застосування двох паливної системи живлення (бензин + водень) можуть використовуватися круїз-контролером при русі на швидкісному режимі, що встановився, на бідній суміші. Потім, при розгоні система може бути включена для полегшення роботи двигуна в умовах підвищених навантажень. По-друге, можливе використання в гібридній силовій установці автомобіля. У цьому випадку двигун використовується для заряджання батареї, і може працювати на двопаливному економічному режимі. Це дозволить значно знизити споживання палива на 15-20%, а також забезпечити зниження рівня викидів токсичних компонентів ВГ.

В роботі [27] вивчили властивості горіння воднево-повітряної суміші та виявили, що вона має вищу температуру самозаймання, ніж суміш бензину та повітря. Крім того, зазначено, що єдиними токсичними продуктами згоряння водню є оксиди азоту. В дослідженні [28] виявили, що втрати тепла на стінці КЗ через використання карбюрованого водню вище, ніж у бензину. Щоб зменшити втрати тепла, необхідно було змістити кут

випередження запалення в бік ВМТ та збільшити коефіцієнт надлишку повітря.

Таким чином, на підставі проведеного теоретичного огляду, можна зробити висновок про відсутність єдиної теорії займання, згоряння та детонаційної стійкості у бензинових двигунах, що працюють з добавками водню.

### 1.5 Фізико-хімічні властивості водню

Зі всіх моторних палив водень є найбільш енергоємним. Його нижча теплота згоряння втричі перевищує цей показник у вуглеводневих палив (таблиця 1.5). Однак при використанні палив у двигунах внутрішнього згоряння визначальним фактором є теплота згоряння паливоповітряної суміші. Через малу щільність водню його об'ємна частина в стехіометричній суміші з повітрям становить 29,6 %, бензину - 1,7 % та природного газу - 9 %. Тому теплота згоряння стехіометричної суміші водню з повітрям на 6% менша від теплоти згоряння суміші природного газу і на 14% менша від теплоти згоряння суміші бензину [29]. Ефективність робочого процесу двигуна значною мірою залежить від якості сумішоутворення, зокрема від гомогенності паливоповітряних сумішей. Цим пояснюється зниження потужності двигуна під час переведення його на водень. Цей показник визначається температурою кипіння палива та його дифузійною здатністю. Температура кипіння водню дорівнює 20К, це при використанні його як палива в ДВЗ виключає рідку фазу паливоповітряної суміші. Коефіцієнт дифузії водню майже на порядок вищий за вуглеводневе паливо, а це забезпечує швидке та якісне сумішоутворення, навіть якщо водень подається в кінці такту стиснення [29].

Межі займання сумішевого палива. Великий вплив на організацію робочого процесу двигуна та його ефективність мають межі займання паливоповітряної суміші. Межі займання сумішевого палива визначається за

правилом Ле Шательє [30]:

$$l = \frac{100}{a_1/l_1 + a_2/l_2 + \dots + a_n/l_n}, \quad (1.5)$$

де:  $l$  – верхня та нижня межа самозаймання паливо-повітряної суміші, що містить  $n$  горючих компонентів, %;

$a_1, a_2, \dots, a_n$  – вміст горючих компонентів в суміші, %;

$l_1, l_2, \dots, l_n$  – верхня та нижня межа самозаймання окремих компонентів суміші, %.

Таблиця 1.5 – Теплота згоряння палив та їх стехіометричних сумішей з повітрям [29]

Показники	Водень	Бензин
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	120,0	44,0
Густина за нормальних умов, кг/м <sup>3</sup>	0,0899	740
Об'ємна частка палива в стехіометричній суміші з повітрям, %	29,6	1,7
Теплота згоряння стехіометричної паливоповітряної суміші, МДж/м <sup>3</sup>	3,19	3,71

Таблиця 1.6 – Фізичні властивості стехіометричних сумішей палив та повітря [29]

Показники	Водень	Бензин
Мінімальна енергія займання, мДж	2	20
Теплопровідність, Вт/(м·К)	0,169	-
Нормальна швидкість згоряння, м/с	1,8	0,42
Температура займання, °С	510...590	230...370

Таким чином, розглянуті властивості водню є основою для формування високогомогенної суміші та зменшення нерівномірності циклів. Крім цього, ці властивості забезпечують легкий запуск двигуна при низьких температурах.

## 1.6 Вплив фізико-хімічних властивостей водню на ефективні показники роботи в двигунах з іскровим запалюванням

Аналіз підрозділу 1.5 показує, водень за своїми фізико-хімічними властивостями значно відрізняється від традиційних нафтових палив. Доцільно проаналізувати вплив цих властивостей на техніко-економічні та екологічні показники двигунів.

У роботі [31] представлено, що діяльність згідно з конвертуванням двигунів на водневе паливо проводять у 2-х напрямках, а саме: створення двигунів, що працюють на «чистому» водні та тих, що працюють на бензині з добавкою водню. Доцільним є застосування бензино-водневих двигунів згідно з обставиною недоступності водневої інфраструктури, відносно значної ціни водню та великих масогабаритних показників систем збереження запасів водню на борту транспортного засобу. Застосування водню як допоміжного пального дає змогу реалізувати роботу двигуна на режимах часткових навантажень при збіднених паливо-повітряних сумішах, унаслідок чого істотно збільшується економічність та зменшується токсичність відпрацьованих газів двигуна, а також зменшується кількість відпрацьованих газів у двигуні.

Аналіз реальних циклів з добавкою водню до бензину виявив, що головним чинником зниження індикаторного ККД двигуна при підвищенні масової частки водню з 0,03 - 0,10 відбувається істотне збільшення відносних втрат тепла на дисоціацію продуктів згоряння.

Також встановлено, що характер впливу добавки водню до бензину на процес згоряння виражається в підвищенні концентрації діючих елементів в області продуктів згоряння. Визначено, що ККД теоретичного циклу майже ніяк не перебуває в залежності від складу бензино-водневих паливних композицій, проте істотно збільшується зі збідненням суміші.

На рисунках 1.26, 1.27 представлено діаграми зміни ефективних показників двигунів з іскровим запалюванням при додаванні водню за навантажувальною характеристикою.

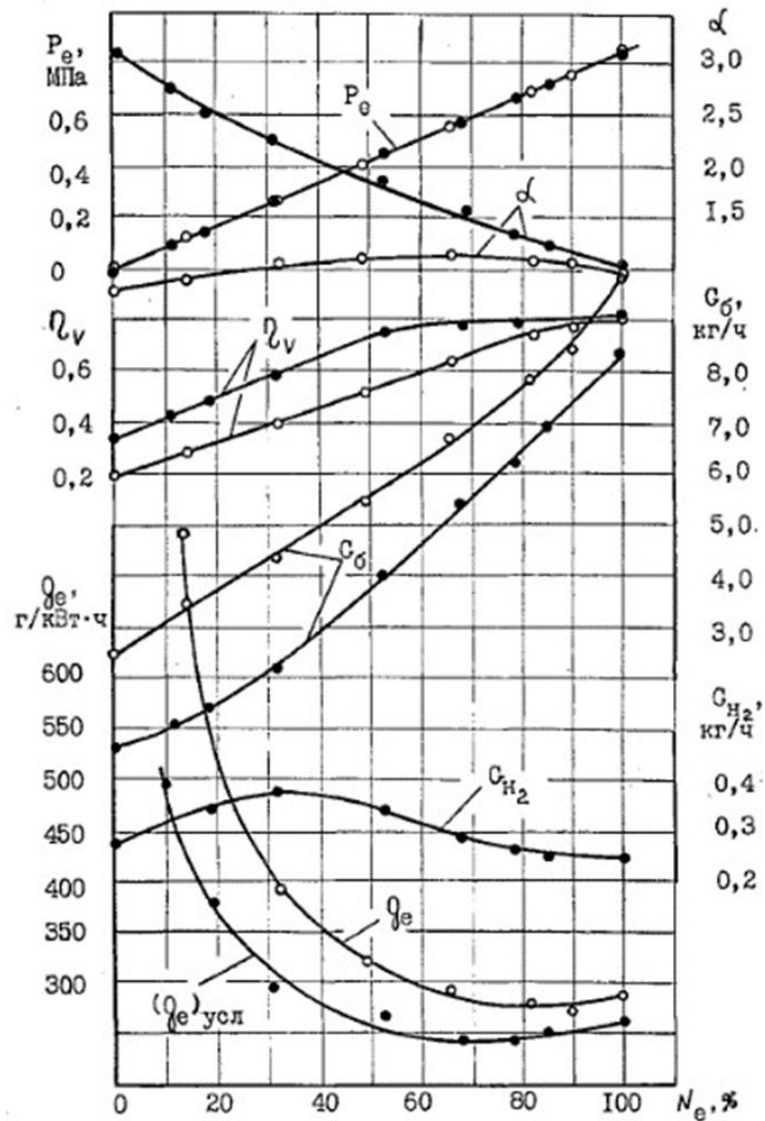


Рисунок 1.26 – Навантажувальна характеристика двигуна ЗМЗ -24Д [31]

$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\circ$  данні при роботі на бензині;

● данні при роботі на бензині з добавкою водню.

З даних рисунку 1.27 можна бачити, характер зміни показників на режимах малих та середніх навантажень. При роботі на бензино-водневій паливній композиції, коефіцієнт надлишку повітря змінюється від 1,02 на режимі максимального навантаження, до 3,1 на режимі холостого ходу. Коефіцієнт наповнення практично не змінювався, і відповідно, зменшення

потужності двигуна відбувалося за рахунок збіднення суміші до  $\alpha = 2$ .

Такий характер зміни складу паливоповітряної суміші за навантажувальною характеристикою забезпечує значне підвищення економічності роботи двигуна на малих та середніх навантаженнях. Варто зазначити, що на режимі максимального навантаження економічність двигуна при роботі на бензино-водневій суміші вище, ніж при роботі на бензині, на 8%, то при  $N_e = 0,5 N_{e \max}$  економічність зростає до 20%, а при  $N_e = 0,15 N_{e \max}$  - на 40%. Також спостерігається зниження витрат енергії на режимі холостого ходу: при роботі на бензині складає 115 МДж/год, а при роботі на бензино-водневій паливній композиції - 58,8 МДж/год.

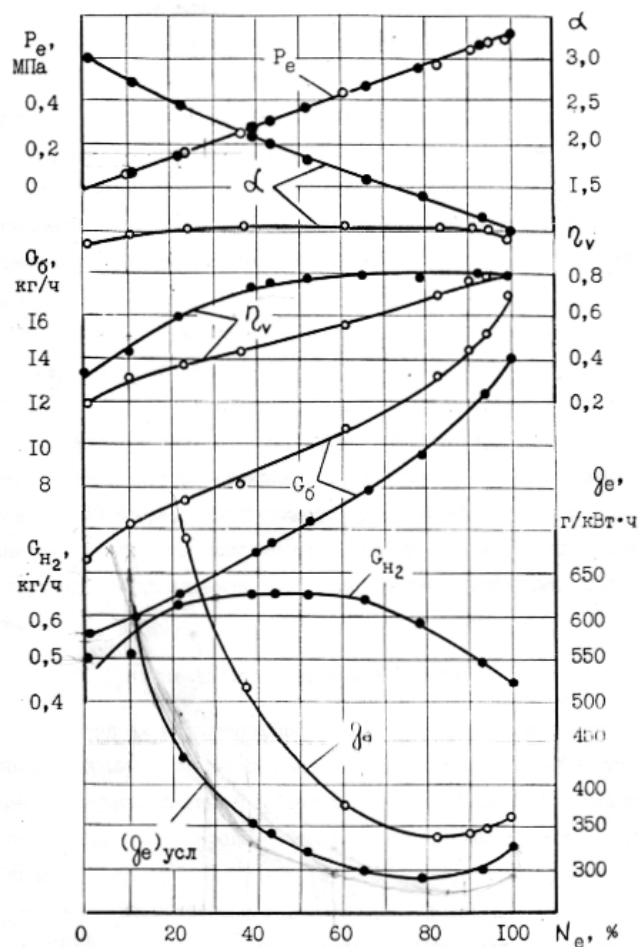


Рисунок 1.27 – Навантажувальна характеристика двигуна ЗІЛ-130 [31]

$n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\circ$  данні при роботі на бензині;

$\bullet$  данні при роботі на бензині з добавкою водню.

Двигун ЗІЛ - 130, також як і двигун ЗМЗ-24Д досяг однакової максимальної потужності на даному швидкісному режимі при роботі на бензині, та при роботі на бензино-водневій паливній композиції. Додавка водню призвела до підвищення показників економічності на режимі максимального навантаження на 9%. Зі зменшенням навантаження до  $N_e = 0,2 N_{e_{max}}$  паливна економічність склала 45%.

В роботі [32] наведено результати стендових випробувань водневого двигуна ЗМЗ-4026 з підвищеним до 8,9 ступенем стиску. При якісному регулюванні потужності даного двигуна (рисунок 1.28) відмічається висока ефективність робочого циклу при роботі на водні.

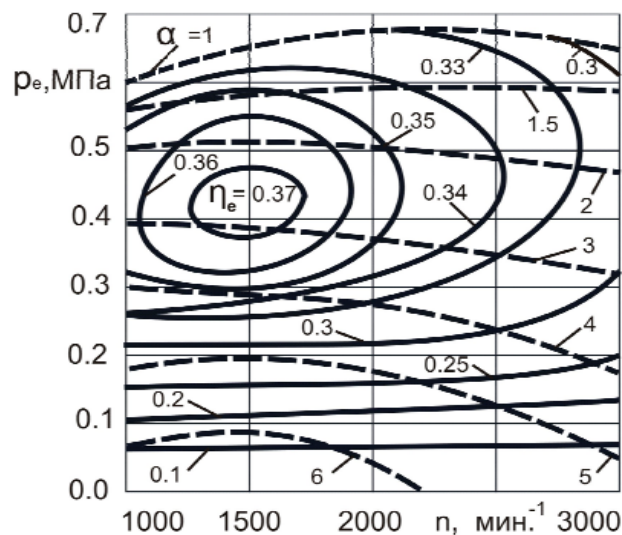


Рисунок 1.28 – Універсальна характеристика водневого двигуна ЗМЗ-4426 за ефективним ККД та коефіцієнтом надлишку повітря [32]

Близько 60% робочої зони універсальної характеристики за ефективним ККД має рівень вище  $\eta_e = 0,3$ , відповідно зона найбільшої економічності водневого двигуна в порівнянні з бензиновим має більш широкий діапазон та високі абсолютні значення, на 15 - 20% вищі, ніж у бензинового двигуна. Також відзначається зростання в 2 рази ефективності робочого циклу на режимах малих та середніх навантажень, в порівнянні з

бензиновим двигуном. Це доводить ефективність експлуатації водневого автомобіля в міських умовах.

В дослідженні [33] визначено вплив мікродобавок водню на показники викидів оксиду вуглецю та вмісту незгорілих вуглеводнів в дизельному двигуні 1Ч 8,5/11. Під час роботи двигуна на дизельному паливі при підвищенні навантаження від 0,8 до 1 кВт рівень викидів оксиду вуглецю знижується (рисунок 1.29, а) від 0,08 до 0,05%, проте при навантаженні вище 1 кВт спостерігається стрімке зростання викидів цього токсичного компонента з відпрацьованими газами. Вміст CO у ВГ дизельного двигуна, який працює на дизельному паливі з добавкою водню з підвищенням навантаження знижується, досягаючи нульового значення. Характеристика викидів незгорілих вуглеводнів (рисунок 1.29, б) з ВГ дизельного двигуна залежить від якісного регулювання потужності.

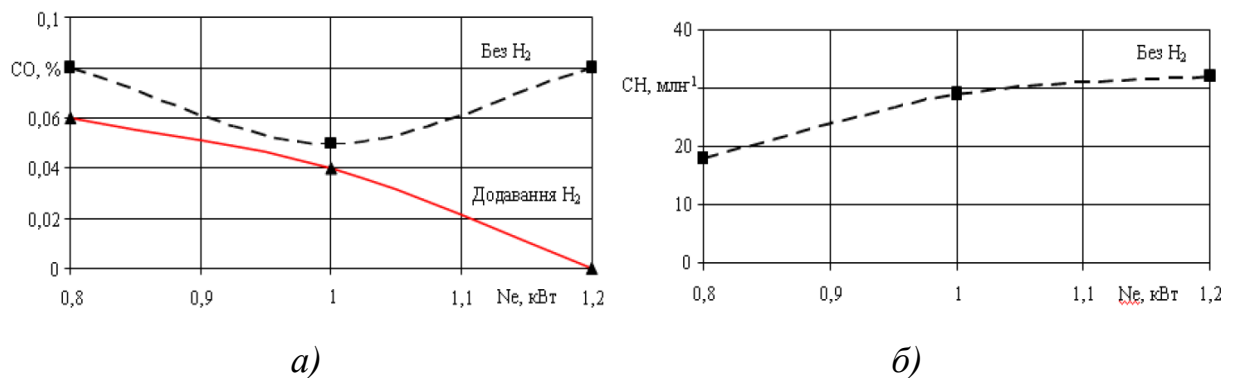


Рисунок 1.29 – Характеристика токсичності відпрацьованих газів дизеля 1Ч 8,5/11

Дослідження доводить, що добавки водню до дизельного палива дозволяє практично повністю виключити викиди СН з відпрацьованими газами дизеля. Даний спосіб добавки водню до традиційного палива виявляється особливо ефективним для покращення характеристик токсичності двигунів транспортних засобів.

Проведене порівняння випробувань двигунів доводить значне

підвищення ефективних показників роботи двигуна, і одночасне зниження токсичності на режимах малих та середніх навантажень при роботі на традиційних паливах з додаванням водню. Враховуючи, що за умов міського циклу експлуатації автомобіля з бензиновим ДВЗ, або гібридного на базі бензинового ДВЗ, час роботи на цих режимах складає 50-60%, варто очікувати суттєвого підвищення економічності та зниження викидів з ВГ при переході на бензино-водневі паливні композиції.

### Висновки до розділу 1

1. Результати дослідження патентування розробок в індустрії автомобільних силових установок у 2010-2022 роках визначають, найбільшу кількість зареєстрованих у світі патентів, за напрямком удосконалення електромобілів. Прослідковується значний кількісний відрив від інших напрямків, незважаючи на стрімкий спад у 2021-2022 роках. Наступними за кількістю патентів є напрямки удосконалення гібридних СУ та дизельних двигунів. За період 2019-2022 роки кількість патентів, щодо вдосконалення гібридних СУ збільшилась порівняно з кількістю патентів на вдосконалення дизельних двигунів. Наступну ланку по кількості патентів займає удосконалення бензинових двигунів. І найнижчим по чисельності патентів є напрямком вдосконалення водневих СУ.

2. Автомобільний транспорт має значний вплив на довкілля через викиди вуглеводнів, оксидів азоту та парникових газів, забруднення повітря твердими частками. Поряд з цим, відбувається стрімке зростання автомобільного парку, переважну частку якого складають автомобілі на базі дизельних та бензинових двигунів.

3. Зважаючи на показники об'ємів виробництва електроенергії в Берліні, Варшаві та Києві, та викиди CO<sub>2</sub>, що були ними спричинені, на підставі аналізу автомобільного парку цих міст, доцільним є дослідження ефективності використання гібридних СУ та електромобілів шляхом аналізу показників потужності, екологічності та розрахунку показників емісії CO<sub>2</sub> в

навколишнє середовище. Результати дослідження свідчать, що найменший показник емісії CO<sub>2</sub> від наземного транспорту належить автомобілю з гібридною силовою установкою і становлять 40 г/км пробігу; електромобіль у якого емісія діоксиду вуглецю становить 45 - 79,6 г/км пробігу і здійснюється за рахунок виробництва електричної енергії задля його експлуатації, поступається за результатами розрахунків автомобілю з ГСУ, що ставить під сумнів енергетичну екологічність електромобілів – використання електроенергії яка виробляється енергетичним комплексом для експлуатації транспортного засобу та забруднення навколишнього середовища викидами діоксиду вуглецю від виробництва цієї електроенергії

4. Результати досліджень шляхів підвищення ефективності гібридних силових установок на базі двигунів внутрішнього згорання показали, можливість зниження витрат палива та викидів шкідливих речовин шляхом застосування цих технологій, Також, можливо досягти підвищення показників паливної ефективності та зниження викидів шкідливих речовин, шляхом використання водню як добавки до основного палива в двигунах внутрішнього згорання.

5. Аналіз наукових праць в напрямі теорії займання, згорання та детонаційної стійкості у бензинових двигунах, що працюють з добавками водню вказує на відсутність єдиної теорії зазначених досліджень.

6. Порівняння здійснених науковцями випробувань двигунів з іскровим запалюванням при додаванні водню до традиційного палива вказує на значне підвищення ефективних показників роботи двигуна, і одночасне зниження токсичності на режимах малих та середніх навантажень при роботі на традиційних паливах з додаванням водню, що може привести до підвищення економічності та зниження викидів.

7. Враховуючи вищезазначене актуальною задачею з декарбонізації на автомобільному транспорті є створення концепції гібридного приводу на базі бензинового двигуна, який працює з добавкою водню до традиційного палива.

## РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 2.1 Методика експериментального дослідження

В основу дисертаційної роботи покладено результати експериментальних досліджень робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6, що проведені на базі лабораторного комплексу кафедри ДГЕУ НТУ «ХП».

#### 2.1.1 Дослідницький стенд з двигуном 4Ч7,6/6,6

Стендове випробування двигуна 4Ч7,6/6,6 було проведено з метою визначення індикаторних та ефективних параметрів роботи двигуна та вмісту  $\text{CO}_2$  у відпрацьованих газах на режимах зовнішньої швидкісної характеристики та зняття індикаторних діаграм для подальшої ідентифікації математичної моделі дослідження впливу додавання водню до бензину на показники роботи двигуна.

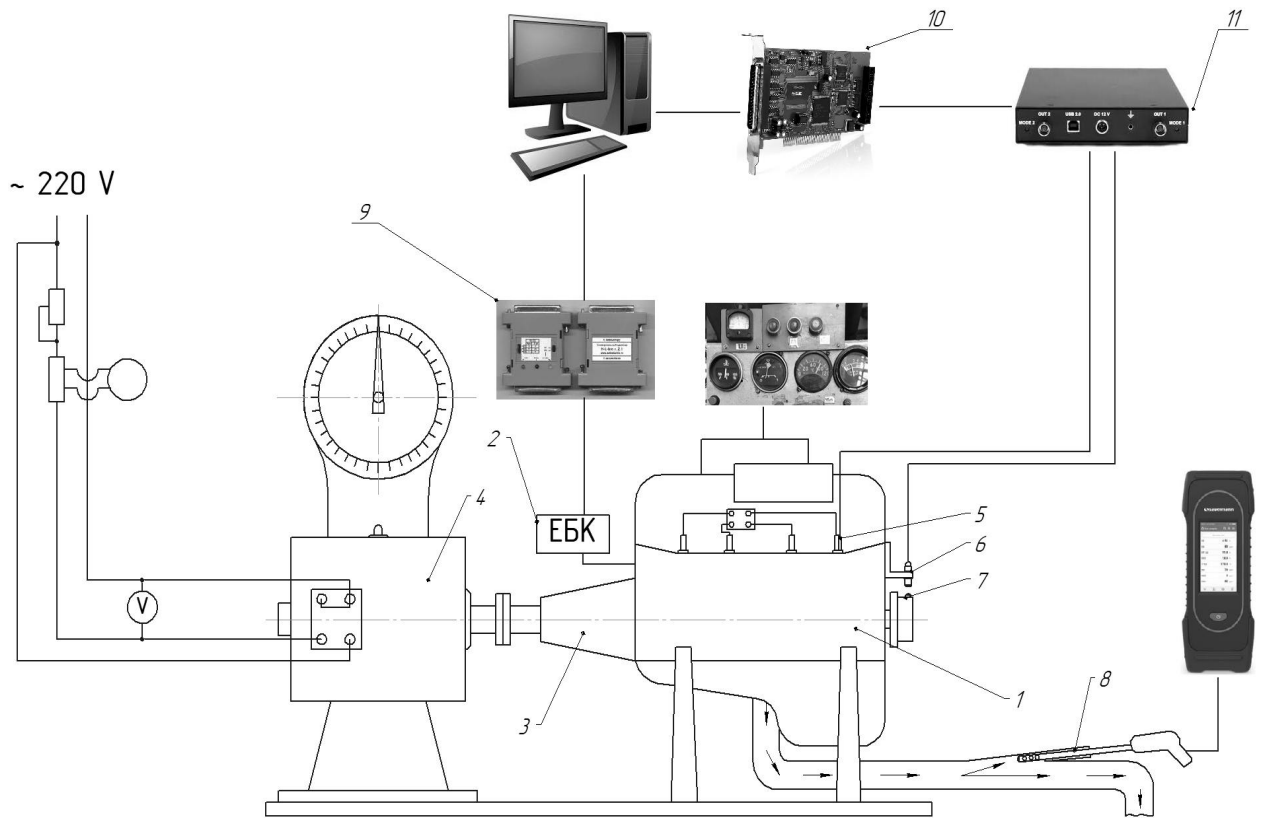
На рисунку 2.1 наведено схему дослідницького стенду, показано розташування основних датчиків і вимірювальних приладів. Основні характеристики двигуна 4Ч7,6/6,6 наведені в таблиці 2.1.

Випробування проводились при температурі навколишнього середовища 278 К і атмосферному тиску 0,0978 МПа з використанням моторної оливи, яка рекомендована в технічній документації виробника двигуна.

Під час проведення випробувань температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна підтримувалась в межах 80...90°C, а температура масла – в межах 80...100°C.

Управляє двигуном 4Ч7,6/6,6 інженерний блок ЕБК на базі Январь 7.2, який являє собою функціональний аналог блоку Bosch M7.9.7. Керування інженерним блоком здійснюється за допомогою ПЗ J5 On - Line Tuner. Для підключення до інженерного блоку використовується кабель адаптера K-Line. Навантаження двигуна здійснюється електричною балансирною

машиною.



1 - двигун, оснащений контрольно-вимірювальними приладами і, пристроями, що забезпечують його роботу; 2 - діагностичний роз'єм; 3 - коробка передач; 4 - навантажуючий пристрій / електродвигун для приводу колінчастого валу при прокрутці; 5 - датчику тиску в циліндрі двигуна AVL GM11D; 6 - датчику кута повороту колінчастого валу; 7 - мітка ВМТ; 8 - зонд газоаналізатора Sauermann Si-Ca 230; 9 - адаптер K-Line; 10 - плата АЦП PCI L-Card 783-86; 11 - підсилювач.

Рисунок 2.1 – Схема стенду

Частота обертання колінчастого валу контролюється магнітоелектричним тахометром і вимірюється електронним частотоміром.

Масову витрату палива та повітря визначають за допомогою штатного обладнання та програмного забезпечення ЕБК двигуна. Температуру відпрацьованих газів вимірюють хромель-алюмельовою термопарою і гальванометром, який має шкалу у °С.

Тиск масла, температури масла і охолоджуючій рідини контролюють електричними приборами (рисунок 2.2). Тепловий режим двигуна встановлюється зміною циркуляції води зовнішнього контуру через водяний охолоджувач.



Рисунок 2.2 – Контрольні прилади стенду

Кут випередження запалення визначається на працюючому двигуні за допомогою штатного обладнання та програмного забезпечення ЕБК двигуна.

При підготовці стенду до випробувань було проведено технічне обслуговування, виготовлено кронштейн для установки датчику кута повороту колінчастого валу, та пристосування для встановлення мітки ВМТ на передньому шківу колінчастого валу. Налаштовано програмний комплекс On-Line Tuner для визначення режимних параметрів двигуна (рисунок 2.3). Для відбору проб відпрацьованих газів для вимірювання концентрації шкідливих речовин ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{C}_x\text{H}_y$ ) використовувався газоаналізатор Sauermann Si-Ca 230. На період проведення випробувань стенд додатково був обладнаний високотехнологічним комплексом для індиціювання тиску в циліндрі ДВЗ.

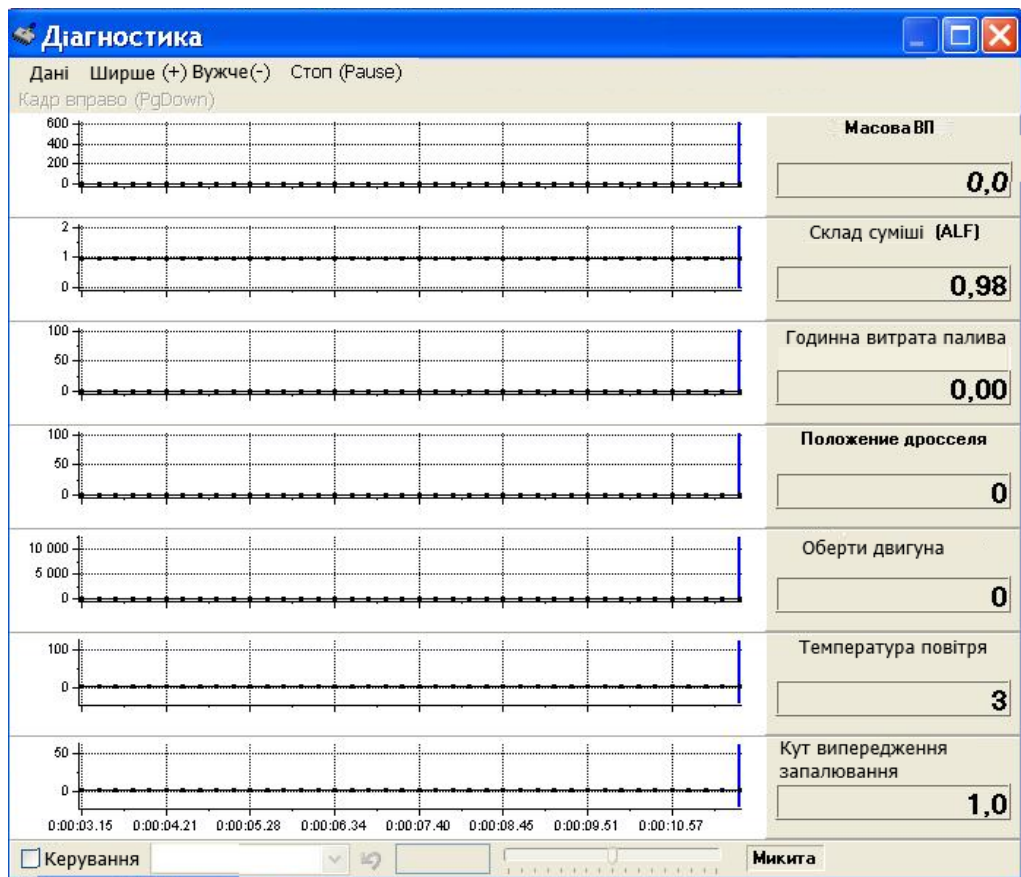


Рисунок 2.3 – Програмне забезпечення J5 On - Line Tuner

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна 4Ч7,6/6,6.

№ з/п	Найменування параметра двигуна Розмірність	Значення параметра
1	Розташування і кількість циліндрів	В ряд, 4
2	Діаметр циліндра, мм	76
3	Хід поршня, мм	60,6
4	Геометричний ступінь стиску	9
5	Номінальна потужність, кВт	40
6	Номінальна частота обертання, хв <sup>-1</sup>	5600
7	Максимальний крутний момент, Н·м	77,9
8	Фази газорозподілу: - відкриття впускного клапана до ВМТ, ° п.к.в. - закриття впускного клапана після НМТ, ° п.к.в. - відкриття випускного клапана до НМТ, ° п.к.в. - закриття випускного клапана після ВМТ, ° п.к.в.	34 80 53 23
9	Робочий об'єм $V_h$ , л	1,1
10	Маса двигуна, кг	127

Сумарні похибки виміру параметрів двигуна на кожному з режимів його роботи регламентовані вимогами діючих стандартів і наведені в таблиці 2.2.

Стенд укомплектований необхідним атестованим дослідним устаткуванням і контрольно-вимірювальними приладами відповідно до діючих стандартів:

- електронним частотоміром Ф5035 із ціною поділки -  $1 \text{ хв}^{-1}$  (для виміру частоти обертання колінчатого вала);
- хромель-алюмелевими термопарами типу Т9Д. ЕРС термопар записувалися за допомогою приладу А-565 для вимірів температури відпрацьованих газів;
- навантажувальним пристроєм – електричною балансируною машиною, механічна енергія двигуна в якій перетворюється в електричну;
- параметри навколишнього середовища (барометричний тиск і температура) контролювалися барометром-анероїдом і ртутним термометром з ціною розподілу  $1^\circ\text{C}$ . При підготовці стенда та вимірювального устаткування до досліджень було проведено його технічне обслуговування.

Таблиця 2.2 – Похибки вимірювальних приладів

Вимірюваний параметр	Одиниці вимірювання	Точність
Частота обертання колінчатого вала, $n$	$\text{хв}^{-1}$	$\pm 10$
Масова витрата палива, $G_T$	кг/год	$\pm 0,024$
Температура охолодної рідини, $t_{op}$	$^\circ\text{C}$	$\pm 3$
Температура масла, $t_M$	$^\circ\text{C}$	$\pm 3$
Температура відпрацьованих газів, $t_{g2}$	$^\circ\text{C}$	$\pm 1$
Тиск масла, $p_M$	кПа	$\pm 20$

### 2.1.2 Індиціювання двигуна 4С7,6/6,6

Автоматизований комплекс для індиціювання двигуна складається з датчику ВМТ, датчику тиску в циліндрі двигуна AVL GM11D, датчику кута повороту колінчастого валу, блоку підсилювачів, плати АЦП PCI L-Card 783-86, ПЗ Powergraph 3.3.9 Pro, ПЗ EngineAnalysisPro v1.0. Блок підсилювачів (рисунок 2.4), комп'ютер із встановленою платою АЦП і сполучні кабелі скомпоновані на пересувній стійці, що при необхідності легко переміщується по моторній лабораторії. Поруч розташований комутаційний блок, до якого можливе підключення додаткових кабелів і рознімань.



Рисунок 2.4 - Загальний вигляд підсилювача 3056-A01

Датчиком тиску в циліндрі ДВЗ є п'єзокварцевий датчик виробництва фірми AVL GM11D (Австрія). Коротка технічна характеристика датчика тиску AVL наведена в таблиці 2.3.

Також спеціально під зазначений датчик тиску був встановлений підсилювач сигналу й виконано тарування датчику.

Підсилювач призначений для підсилення вихідних електричних

сигналів від датчиків за напругою та струмом. Він має 4 незалежні канали, кожен з яких призначений для роботи з тензометричними, п'єзоелектричними та індуктивними датчиками. Четвертий канал спеціально розроблений для роботи з індуктивним відмітчиком положення ВМТ або кутового положення колінчатого вала.

Таблиця 2.3 – Характеристики датчика AVL GM11D

Параметр	Значення
Динамічний діапазон вимірів, МПа	0...15
Максимальне значення, МПа	20
Чутливість, пК/бар	2.19
Дозвільна здатність, МПа	0,04
Загасання	0,35Δ
Лінійність, %	< ± 0,5
Вага, гр.	14
Власна частота, кГц	250

Підсилювач типу 3056-A01 виконаний у вигляді самостійного блоку та виготовлений за західноєвропейським стандартом «ЄВРОКАРД», і використовується для вимірювання електростатичних зарядів від п'єзоперетворювачів у системах вимірювання тиску, сили та прискорення.

Сигнал-заряд перетворюється на напругу в лінійній залежності від величини заряду, з подальшим підсиленням. Рівень вхідного сигналу характеризується дуже високим імпедансом (повним опором) ізоляції; вимірювальна система калібрується по статичному потенціалу шляхом налаштування балансу баластного тиску або за допомогою спеціального калібратора заряду.

Підсилювач має живлення від модуля 3056-E01, який розташовано на задній панелі.

Підсилювач заряду працює за принципом операційного підсилювача, тому довжина (ємність) кабелю, що з'єднує його з п'єзоперетворювачем, практично не впливає на результати вимірювань. Загальний діапазон

вимірювань розділений на чотири піддіапазони за допомогою набору конденсаторів, що перемикаються з зворотним зв'язком.

Положення ВМТ визначалося за допомогою індукційного датчика, встановленого на спеціальному кронштейні в районі переднього шків колінчатого валу. Керуючий імпульс створюється в момент проходження прапорця ВМТ, встановленого на спеціальному пристрої, що змонтовано на носку колінчатого валу.

Аналого-цифровий перетворювач забезпечує перетворення аналогових сигналів від датчиків стенда в цифрову форму. У якості АЦП використана плата L-Card 783-86 виробництва фірми L-Card. Значення деяких параметрів плати АЦП наведені в таблиці 2.4. Реєстрацію сигналу датчиків проводили із частотою 100 кГц/канал.

Таблиця 2.4 – Характеристики плати L-Card 783-86

Параметр	Значення
Кількість каналів	16/32
Розрядність АЦП	12 біт
Ефективна розрядність (вх. сигнал - синус 10 кГц / 4,9 В)	11,7 біт (частота перетворення - 2,8 МГц)
Вхідний опір при одноканальному введенні	не менш 1 МОм
Діапазон вхідного сигналу	$\pm 5$ У, $\pm 2,5$ У, $\pm 1,25$ У, $\pm 0,6$ У
Максимальна частота перетворення	3 МГц
Синхронізація	зовнішній синхросигнал, за рівнем аналогового сигналу
Захист входів	$\pm 25$ В (живлення вкл.) $\pm 10$ В (живлення викл.)
Міжканальне проходження	- 62 дБ (вхідний сигнал - синус / 100 кГц)

Запис сигналів на носій робили за допомогою ліцензійного програмного забезпечення PowerGraph 3.3.9 Professional. Також застосування PowerGraph дозволяє візуалізувати вимірюваний процес.

### 2.1.3 Обладнання для вимірювання шкідливих речовин у відпрацьованих газах

Для визначення концентрації оксиду вуглецю (CO), двоокису вуглецю (CO<sub>2</sub>), незгорілих вуглеводнів (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) і оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) у відпрацьованих газах двигуна було використано газоаналізатор Sauermann Si-CA 230 (рисунок 2.5). До складу устаткування окрім газоаналізатора також входять зонд для відбору проби газу та програмне забезпечення ОС Android для керування функціями газоаналізатора. Технічну характеристику газоаналізатора Sauermann Si-CA 230 представлено в таблиці 2.5.



Рисунок 2.5 – Комплект газоаналізатора Sauermann Si-CA 230

Таблиця 2.5 – Технічна характеристика газоаналізатора Sauermann Si-CA 230

Параметр	Речовина	Діапазон
Концентрація	CO, г/кВт*годину	0...150 г/кВт*годину
Концентрація	C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> , ppm	0.00... 5.00 %
Концентрація	NO, ppm	0.00...5000.00 ppm
Концентрація	CO <sub>2</sub> , %	0.00 ... 99.00 %
Концентрація	NO <sub>x</sub> , ppm	0.00...7500.00 ppm
Похибка вимірів	%	1%
Маса	кг	0,825

#### 2.1.4 Характеристика палива, що було використано під час експериментального дослідження

Під час проведення дослідження було використано бензин марки А-95. Бензин А95 від BVS повністю відповідає вимогам стандарту Євро-5 та має наступні характеристики:

- октанове число - 95,5;
- вміст сірки - 8,5 мг/кг (норма - до 10 мг/кг);
- об'ємна доля бензолу - 0,95% (норма - до 1,5%);
- об'ємна доля ароматичних вуглеводнів - 18% (норма - до 35%).

#### 2.2 Порядок проведення експериментальних випробувань

##### 2.2.1 Режими роботи двигуна 4Ч7,6/6,6

Оцінку базових показників технічного рівня та конкурентоспроможності сучасних двигунів СУ легкових автомобілів та гібридних СУ, до яких відноситься надійність, паливна економічність та рівень викидів шкідливих речовин з ВГ, найбільш досконало та з високою точністю можна проводити за допомогою результатів стендових досліджень. Однак максимальна практична цінність отриманих результатів буде досягатись в тому випадку, якщо режими та цикли випробувань обираються з урахуванням особливостей експлуатації автомобіля або гібридної силової установки.

Режими роботи двигуна під час експлуатації характеризуються завантаженістю та частотою обертання колінчастого валу. Завантаженість найбільш часто виражають за допомогою крутного моменту  $M_{кр}$ . При розрахунковому моделюванні безкінечне число режимів двигуна в експлуатації замінюють представницькими полігонами, які являють собою ряд дискретних поєднань частоти обертань колінчастого валу та крутного моменту, для кожного з яких визначено час напрацювань. Сумарні витрати палива та шкідливі викиди з ВГ, що визначаються під час стендових

випробувань за представницькими полігонами моделей експлуатації, практично еквівалентні показникам їздових циклів при помірних прискореннях перехідних процесів, що характерно для роботи легкових автомобілів та гібридних силових установок в процесі експлуатації.

В даній дисертаційній роботі стендові випробування проводилися на режимах зовнішньої швидкісної характеристики двигуна при частоті обертання колінчастого валу, від 2610 до 5590 хв<sup>-1</sup>, оскільки ДВЗ у складі гібридної силової установки працює в даному діапазоні швидкісних режимів.

Під час проведення досліджень на кожному з режимів визначались частота обертання колінчастого валу та крутний момент на валу двигуна. Проводилися заміри витрати палива, витрати повітря, температури масла, температури повітря та охолоджуючої рідини. Здійснювалось індиціювання двигуна. Проводилися виміри концентрації у відпрацьованих газах оксидів вуглецю, оксидів азоту, двоокису вуглецю, та незгорілих вуглеводнів.

### 2.2.2 Методика обробки індикаторної діаграми

Традиційний метод обробки результатів стендових досліджень двигуна передбачає отримання середньої індикаторної діаграми. Ця діаграма подальше обробляється для визначення ряду індикаторних показників [34-41]. У багатьох випадках цей метод є виправданим і може бути визнаний раціональним. Проте варто відзначити деякі недоліки такого підходу. Зокрема, цей метод ефективний тільки тоді, коли всі процеси, особливо подача палива і згоряння, відбуваються в один і той самий момент щодо кута повороту колінчастого валу. Лише у такому випадку можна стверджувати, що середні значення відображають подібні величини, які незначно відрізняються за своєю величиною, але характеризують однакові процеси. Як показали результати обробки експериментальних досліджень двигуна 4Ч7,6/6,6, навіть на сталому режимі моменти початку і тривалість затримки запалювання і згоряння не однакові, а варіюються в деяких межах, що видно

по індикаторним діаграмам 10 послідовних робочих циклів двигуна на режимі максимальної потужності (рисунок 2.6) та режимі максимального крутного моменту (рисунок 2.7).

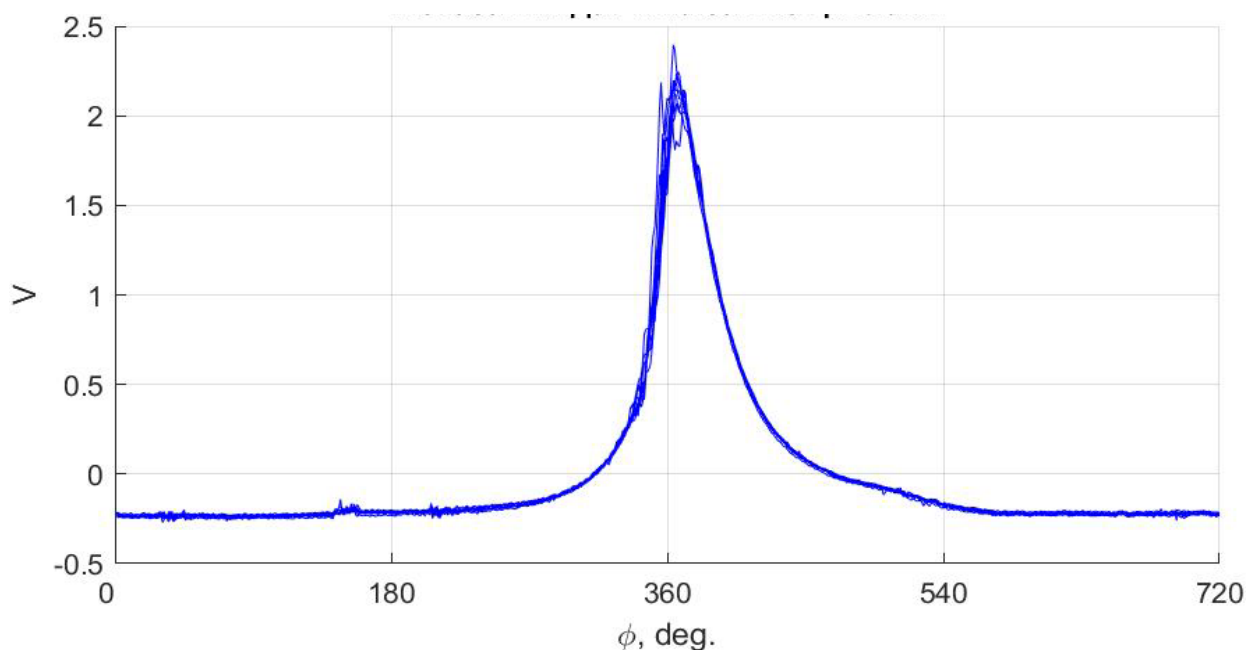


Рисунок. 2.6 – Індикаторні діаграми 10 послідовних циклів роботи двигуна 4Ч7,6/6,6 на режимі максимальної потужності

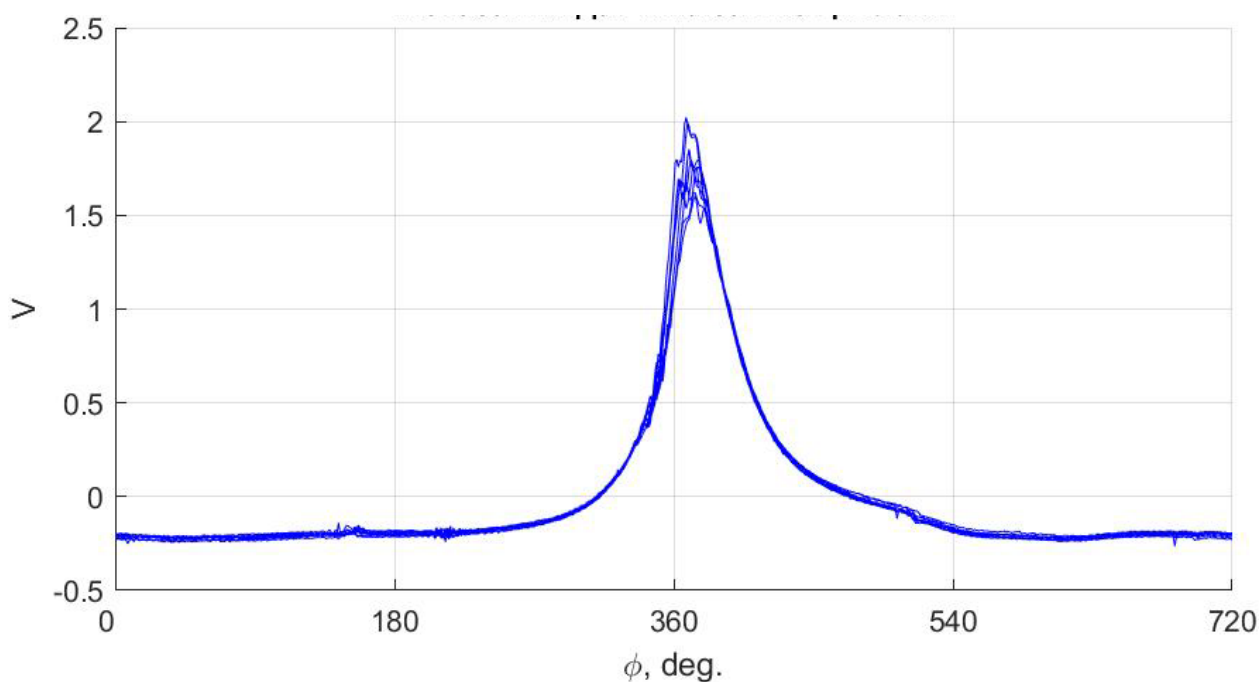


Рисунок. 2.7 – Індикаторні діаграми 10 послідовних циклів роботи двигуна 4Ч7,6/6,6 на режимі максимального крутного моменту

Обробку отриманих експериментальних даних проводили за допомогою програмного комплексу EngineAnalysisPro v1.0 (рисунок 2.8), розробленого на кафедрі ДГЕУ НТУ «ХПІ». EngineAnalysisPro дозволяє робити визначення ВМТ, дроблення на окремі послідовні цикли роботи ДВЗ по 720 значень ординат тиску, усереднення по заданому числу робочих циклів, визначення середньої частоти обертання за задану кількість робочих циклів, інтерполяцію, згладжування, визначення значення абсолютного тиску й корекцію положення нульової лінії тиску. Результатом роботи програми є масив значень тиску в циклі, індикаторні показники, закон ефективного тепловиділення, швидкість наростання тиску в циліндрі.

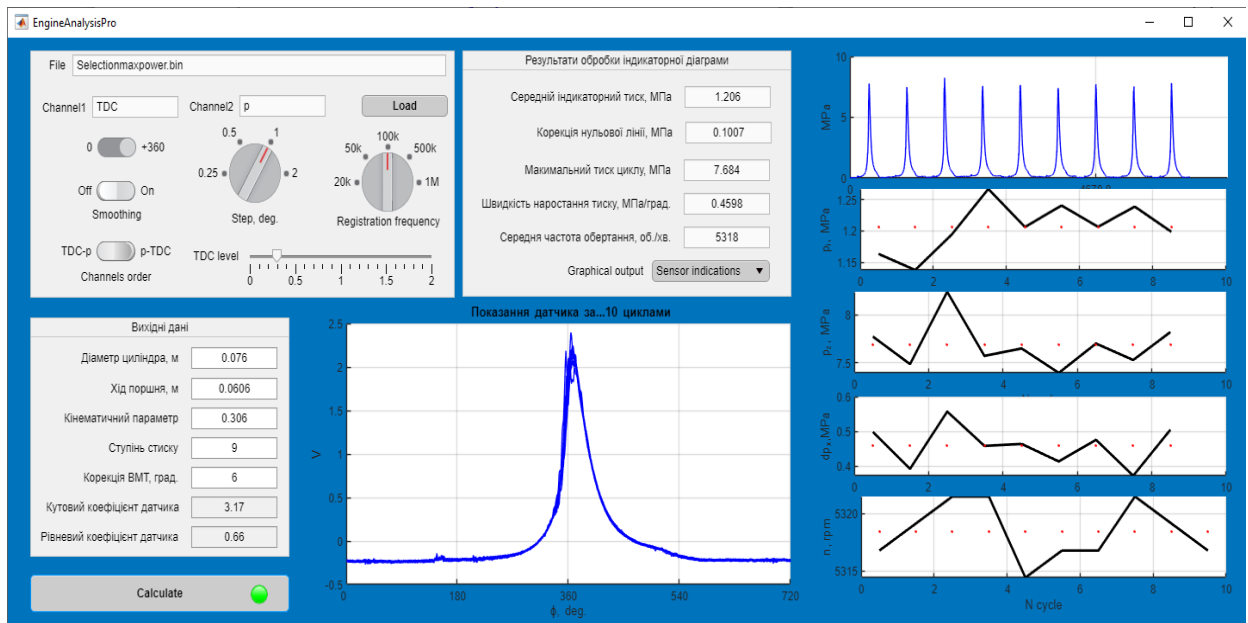


Рисунок 2.8 – Інтерфейс програми EngineAnalysisPro

Обробка отриманих у ході проведення експериментального дослідження індикаторних діаграм проводилась за методикою, прийнятою на кафедрі ДГЕУ НТУ „ХПІ”. В основу методики розрахунку характеристик тепловиділення покладено рівняння першого закону термодинаміки, за яким витрата тепла  $dQ$ , що виділився при згорянні палива:

$$dQ = dU + dL + dQ_w, \quad (2.1)$$

де:  $dU$  – зміна внутрішньої енергії газів у циліндрі;

$dL$  – тепло, еквівалентне збільшенню роботи зміни об'єму газу;

$dQ_w$  – збільшення тепла, переданого газами в стінки циліндра внаслідок теплопередачі.

Складові рівняння (2.1) підраховують за такими залежностями:

$$dU = d(M \cdot mC_{vm} \cdot T) = d\left(\frac{10^3}{8.314} \cdot p \cdot V \cdot mC_{vm}\right) = \\ = \frac{10^3}{8,314} \cdot [p \cdot V \cdot d(mC_{vm}) + mC_{vm} \cdot V \cdot dp + mC_{vm} \cdot p \cdot dV]; \quad (2.2)$$

$$dL = 10^3 \cdot p \cdot dV; \quad (2.3)$$

$$dQ_w = B_c \cdot Q_H \cdot dq_w. \quad (2.4)$$

На підставі наведених залежностей отримаємо наступне розрахункове рівняння для відносної швидкості тепловиділення:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{10^3}{8.314 \cdot B_c \cdot Q_H} \cdot \left[ p \cdot V \cdot \frac{d(mC_{vm})}{d\varphi} + mC_{vm} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\varphi} + (mC_{vm} + 8.314) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right] + \\ + \frac{1}{B_c \cdot Q_H} \cdot \frac{dQ_w}{d\varphi}$$

або

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{dx_i}{d\varphi} + \frac{dq_w}{d\varphi}, \quad (2.6)$$

де:  $dx_i/d\varphi$  – відносна швидкість активного тепловиділення;

$dq_w/d\varphi$  – відносна швидкість втрат тепла від газів до стінок циліндра;

$B_c$  – циклова порція палива;

$Q_H$  – нижча теплота згоряння палива;

$\varphi_\varepsilon$  – кут, що відповідає моменту початку видимого згорання.

$$\frac{dq_w}{d\varphi} = \frac{1}{B_c \cdot Q_H} \cdot \frac{dQ_w}{d\varphi}. \quad (2.7)$$

У розрахунках характеристик тепловиділення за експериментальними індикаторними діаграмами теплоємність робочого тіла в циліндрі двигуна при згорянні приймається рівною теплоємності продуктів згорання.

$$\begin{aligned}
 mC_v = & (mC_v)_{CO_2} \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_2} + (mC_v)_{CO} \cdot \frac{M_{CO}}{M_2} + (mC_v)_{H_2O} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_2} + \\
 & + (mC_v)_{N_2} \cdot \frac{M_{N_2}}{M_2} + (mC_v)_{O_2} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_2},
 \end{aligned}
 \tag{2.8}$$

де:  $M_{CO_2}$ ,  $M_{CO}$ ,  $M_{H_2O}$ ,  $M_{N_2}$ ,  $M_{O_2}$  - кількість *кмоль* кожного газу, що входить до складу продуктів згоряння.

Для визначення відносної швидкості втрат тепла внаслідок тепловіддачі від газів до стін використовується формула:

$$\frac{dq_w}{d\varphi} = \frac{\alpha_g \cdot F \cdot (T - T_c)}{10^3 \cdot 6 \cdot n \cdot B_c \cdot Q_H},
 \tag{2.9}$$

де:  $F$  – поточна поверхня теплообміну між газом та стінками циліндра;

$T_c$  – середня температура стінок циліндра з боку газів;

$\alpha_g$  – коефіцієнт теплопередачі.

Значення коефіцієнта теплопередачі можна визначити за залежністю

Г. Вошні:

$$\alpha_g = 130 \cdot \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D^{0,2}},
 \tag{2.10}$$

де:  $p$  – тиск в циліндрі, Па;

$T$  – температура в циліндрі, К;

$D$  – діаметр циліндру, м;

$\omega$  – швидкість руху газів в циліндрі, м/с.

В період згоряння та розширення швидкість руху газів становить:

$$\omega = 2,28 \cdot C_m + 3,34 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{V_c \cdot T}{p \cdot V} \cdot (p - p_c),
 \tag{2.11}$$

де  $V_c$  – об'єм камери згоряння, м<sup>3</sup>;

$p_c$  – тиск газів в циліндрі за відсутності згоряння, Па;

$C_m$  – швидкість поршня, м/с.

При розрахунку значення  $dx/d\varphi$  у заданій точці використовується процедура визначення диференціала  $df$  функції  $f$  (у даному випадку  $p[\varphi]$ ,  $mC_{vm}[\varphi]$ ) за п'ятьма її поточними значеннями при рівномірному кроці завдання масиву:

$$df = \frac{(f_{i+1} - f_{i-1}) + 2 \cdot (f_{i+2} - f_{i-2})}{10}. \quad (2.12)$$

Кількість теплоти, що виділилася, визначається підсумовуванням отриманих значень швидкості тепловиділення.

На рисунку 2.9 а наведено експериментальні діаграми розвитку згоряння на режимі максимального крутного моменту, та рисунок 2.9 б на режимі номінальної потужності.

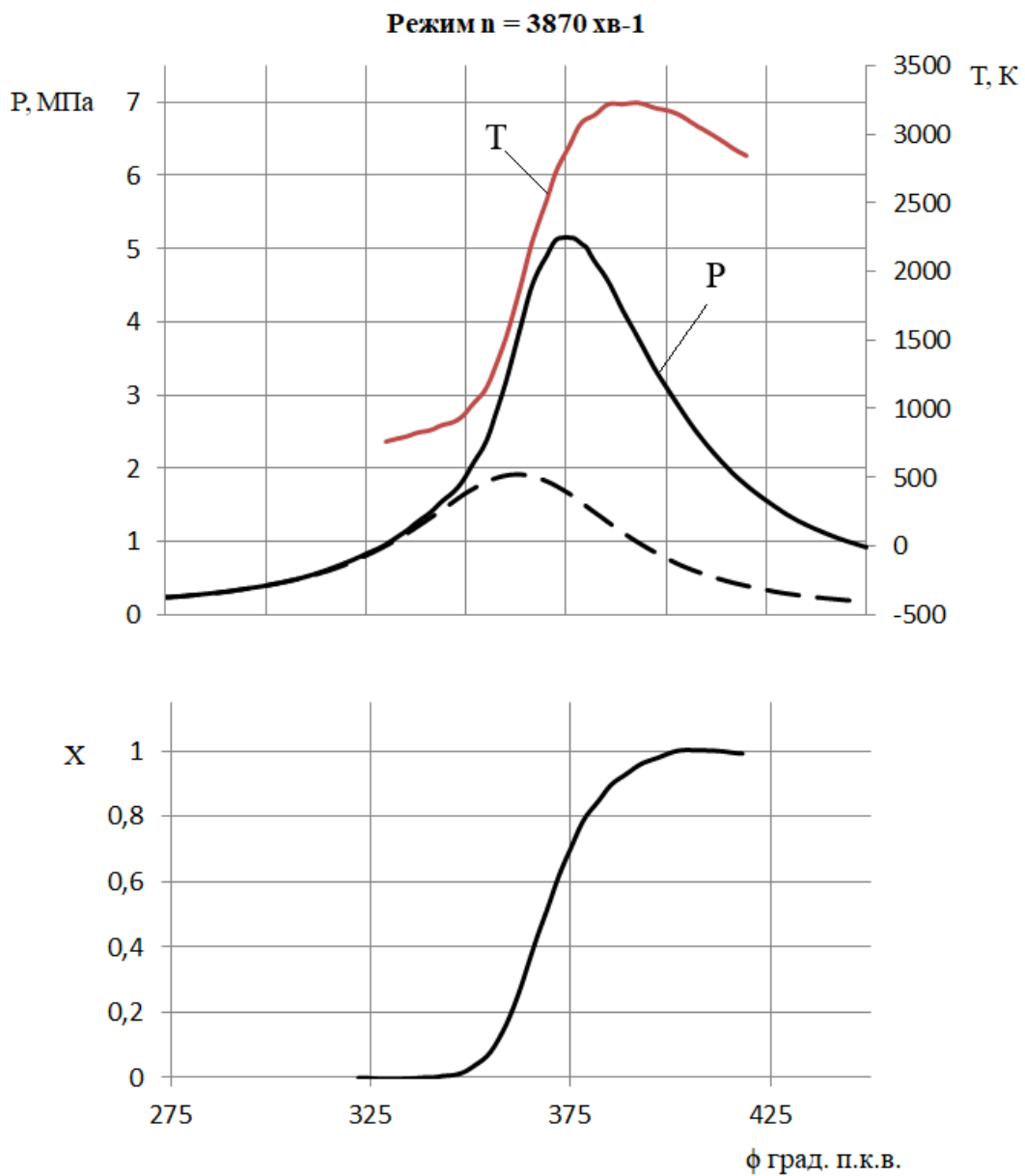


Рисунок 2.9 а – Експериментальні діаграми розвитку згоряння на режимі максимального крутного моменту

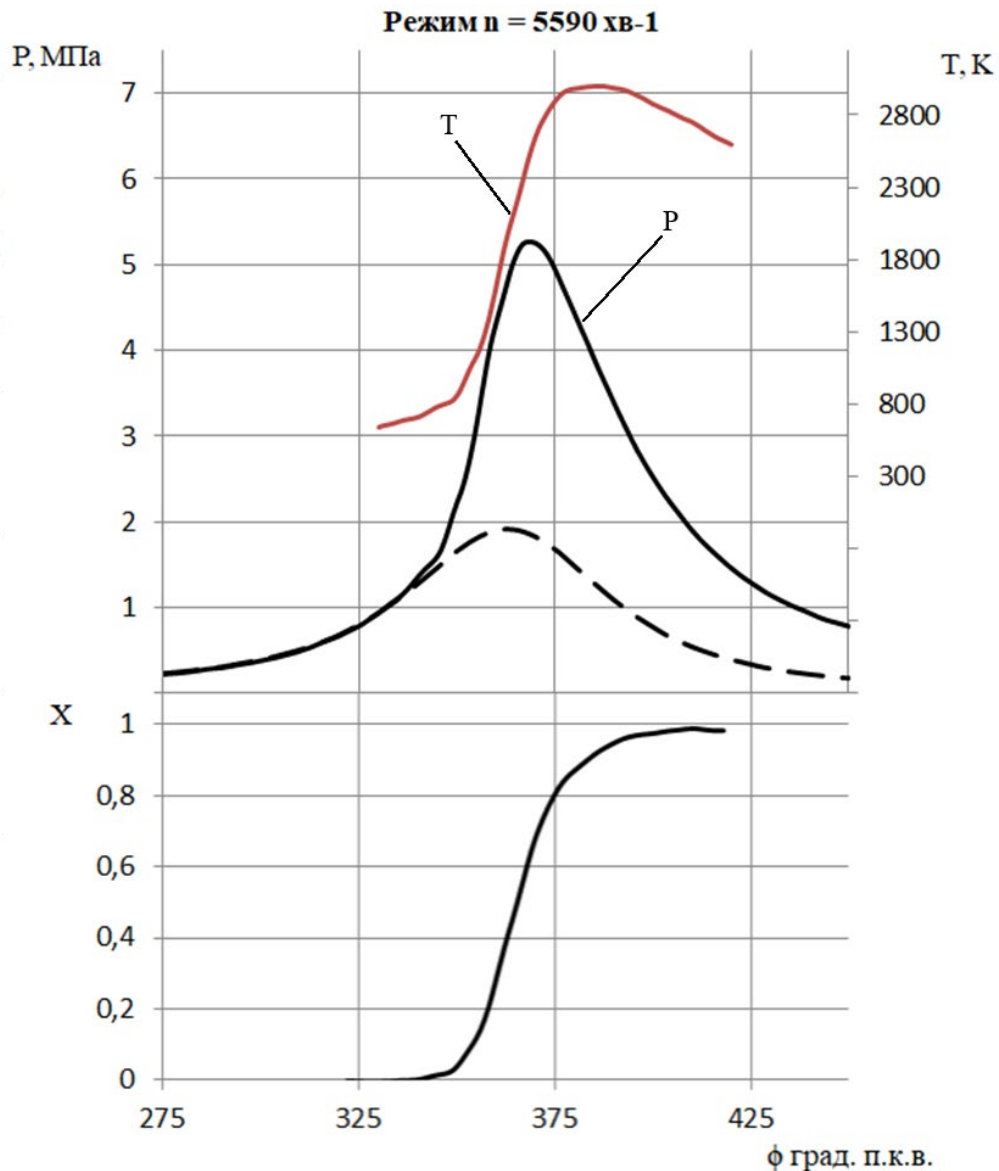


Рисунок 2.9 б – Експериментальні діаграми розвитку згоряння на режимі номінальної потужності

### 2.2.3 Обробка результатів випробувань

При випробуваннях двигуна на моторному стенді визначаються крутний момент, витрати палива та повітря, частота обертання колінчатого валу, концентрації у ВГ шкідливих речовин та показники за якими контролюється робота двигуна (тиск і температура масла, температура охолоджувальної рідини, температура ВГ, інші).

На основі результатів вимірювань розраховуються значення ефективної потужності та крутного моменту.

Ефективна потужність двигуна визначається за формулою, кВт:

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n_{\text{о\text{е}}}}{9550}, \quad (2.13)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент, Н·м;

$n_{\text{о\text{е}}}$  – частота обертання колінчастого валу,  $\text{хв}^{-1}$ .

Крутний момент:

$$M_{кр} = 9,81 \cdot P_m \cdot l_m, \quad (2.14)$$

де  $P_T$  – показник навантажуючого пристрою, кгс,

$l_T$  – плече навантажуючого пристрою:  $l_T = 0,7162$  м.

Питома витрата палива, г/(кВт·год):

$$g_e = \frac{G_{\text{п}}}{N_e} \cdot 10^3, \quad (2.15)$$

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = \frac{(N_e \cdot 30 \cdot 4)}{(V_h \cdot z \cdot n_{\text{о\text{е}}})} / 1000, \quad (2.16)$$

де  $z$  – кількість циліндрів двигуна.

Результати вимірювань на режимі максимальної потужності (6) та максимального крутного моменту (3) наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати вимірювань на моторному стенді.

Режим	$n_{\text{дв}}$	$n_{\text{ген}}$	$P_{\text{гальм}}$ , кгс	$t_{\text{вг}}$ , °C	$G_{\text{п}}$ , кг/год	$t_{\text{в}}$ , °C	$t_{\text{м}}$ , °C	$G_{\text{в}}$ , кг/год	$P_{\text{м}}$ , кПа
1	2610	696	38,75	642	5,39	89	75	78	2,2
2	3220	858	39,5	699	6,67	88	75	97	2,3
3	3870	1031	38	748	8,02	90	75	120	2,3
4	4190	1117	38,5	774	8,65	92	75	130	2,4
5	4850	1293	37,5	798	9,85	90	80	143	2,44
6	5590	1490	34,75	798	11,18	94	82	155,9	2,5

За результатами розрахунків визначено ефективні параметри та крутний момент двигуна на режимі максимальної потужності та максимального крутного моменту, які представлені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Ефективні параметри двигуна 4Ч7,6/6,6.

Режим	$N_e$ , кВт	$M_{кр}$ , Нм	$g_e$ , г/кВт·год	$\eta_e$	$P_e$ , МПа
1	20,91	76,17	251	0,31	0,87
2	26,37	77,8	246	0,32	0,888
3	31,46	77,34	248	0,31	0,883
4	33,56	76,28	252	0,31	0,871
5	36,78	72,37	267	0,29	0,826
6	38,17	65,21	293	0,28	0,744

За результатами вимірювань вмісту у відпрацьованих газах шкідливих речовин, які здійснювались за допомогою газоаналізатора Sauermann Si-CA 230, в таблиці 2.8 наведено вміст двоокису вуглецю.

Таблиця 2.8 – Вміст у ВГ шкідливих речовин.

Режим	1	2	3	4	5	6
CO <sub>2</sub> , %	13,7	13,4	12,4	13,1	13,6	12,9

### 2.3 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4Ч7,6/6,6

Зовнішня швидкісна характеристика призначена для розкриття особливостей формування і протікання характерних режимів роботи двигуна:  $N_{e \max}$  – максимальної (номінальної) потужності;  $g_e$  – питомої ефективної витрати палива;  $M_{e \max}$  – максимального крутного моменту;  $n_m$  – частоти обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті;  $n_{\max}$  – максимальної частоти обертання.

Для визначення цього режиму було проведене експериментальне дослідження двигуна 4Ч7,6/6,6 на режимах ЗШХ. Результати наведені на рисунку 2.10.

Встановлено, що найкраща паливна економічність забезпечується на режимах з частотою обертання від 3220 до 3870 хв<sup>-1</sup>. При цьому питома ефективна витрата палива складає близько 246 - 248 г/(кВт·год), а крутний момент, відповідно 77,8 - 77,34 Н·м.

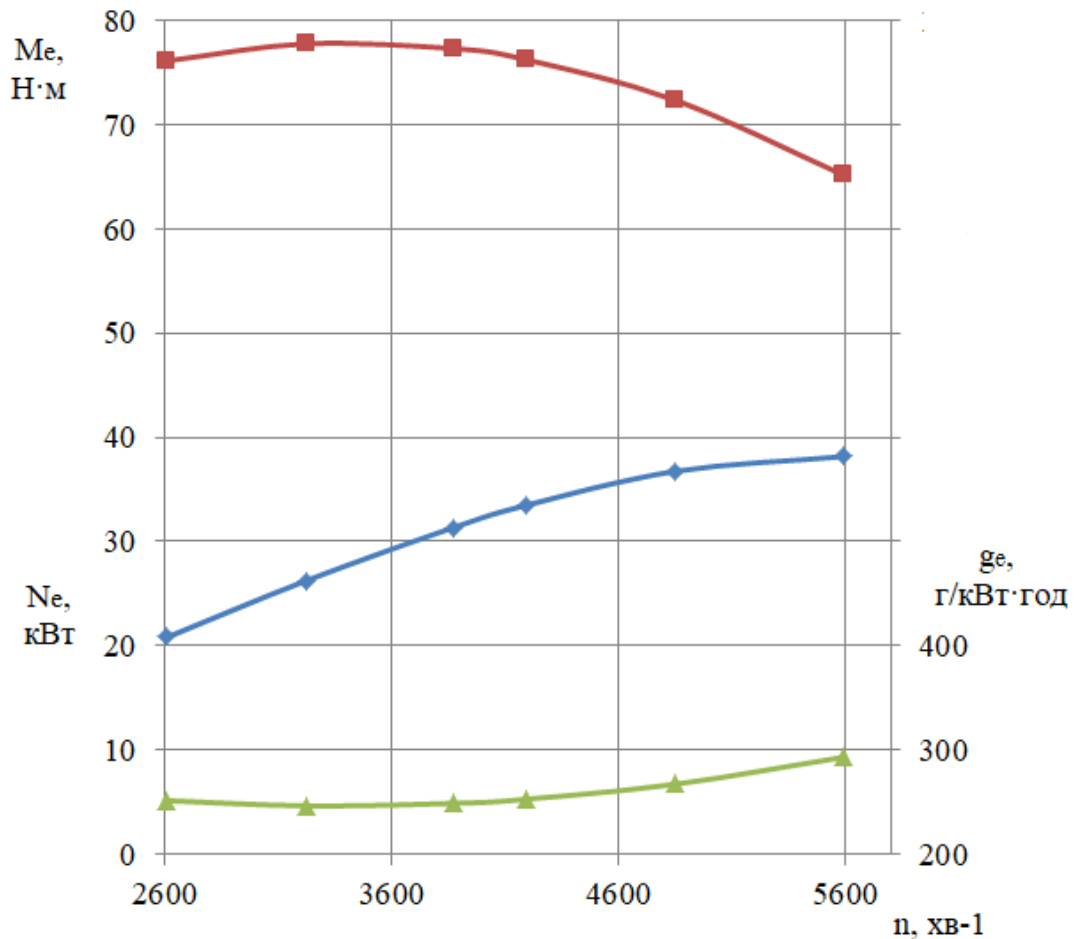


Рисунок. 2.10 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна 4C7,6/6,6

В умовах експлуатації двигун працює по швидкісній характеристиці у тому випадку, коли автомобіль рухається на одній передачі в умовах змінного навантаження, враховуючи різні дорожні чи технологічні умови. В цьому випадку, зміна навантаження призводить до зміни швидкісного режиму роботи двигуна.

Для автомобілів такі умови зазвичай спостерігаються при розгоні, при повному відкритті дросельної заслінки у двигунах з іскровим запалюванням.

Найнижча витрата палива спостерігається на режимі зовнішньої швидкісної характеристики з частотою обертання  $3220 \text{ хв}^{-1}$ , при цьому потужність двигуна становить  $26,37 \text{ кВт}$ .

## Висновки до розділу 2

В розділі описана методика проведення експериментального дослідження двигуна 4Ч7,6/6,6 шляхом його випробувань на моторному стенді. В результаті стендових досліджень отримано ефективні та індикаторні показники роботи двигуна на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. Отримані індикаторні діаграми на визначених режимах дозволили визначити експериментальні характеристики та швидкість тепловиділення. За результатами отриманих ефективних показників роботи двигуна побудовано зовнішню швидкісну характеристику, визначено що найнижча питома ефективна витрата палива досягається на швидкісному режимі при частоті обертання колінчатого валу  $3220 \text{ хв}^{-1}$ , що відповідає ефективній потужності 26,37 кВт. Також в під час стендових випробувань досліджено рівень викидів  $\text{CO}_2$  на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. Найнижчий рівень викидів становить 12,4% і досягається на режимі максимального крутного моменту. Отримані результати досліджень дозволяють виконати ідентифікацію розробленої математичної моделі та визначити вплив добавки водню на показники базового двигуна, шляхом подальшого порівняння розрахункових та експериментальних значень.

## РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА 4Ч7,6/6,6

### 3.1 Загальні диференційні рівняння процесів масообміну і теплообміну в надпоршневій порожнині

Основу розрахунку параметрів робочого тіла в ході робочих процесів у двигунах внутрішнього згоряння складають диференціальні рівняння, які відображають процеси масообміну та теплообміну в надпоршневій порожнині.

Отримані рівняння базуються на рівняннях масового та енергетичного балансу, а також рівняннях стану, викладених у диференціальній формі. Ці рівняння враховують припущення про те, що процеси, що відбуваються в робочій порожнині, є квазістаціонарними. Крім того, припускається, що робоче тіло перебуває у рівноважному стані протягом нескінченно малого проміжку часу  $dt$ :

$$dM = dM_s - dM_B; \quad (3.1)$$

$$dQ = dl - Vdp; \quad (3.2)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV_{II}}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}; \quad (3.3)$$

де  $dM$  – зміна маси робочого тіла, що обумовлена надходженням свіжого заряду  $dM_s$  і виходом робочого тіла з надпоршневої порожнини  $dM_B$  протягом проміжку часу  $dt$ ;

$dQ$  – теплота, що підведена до робочого тіла за цей же проміжок часу;

$dl$  – зміна ентальпії робочого тіла протягом проміжку часу  $dt$ ;

$dV_{II}$  – зміна об'єму надпоршневої порожнини, що обумовлена переміщенням поршня протягом проміжку часу  $dt$ ;

$dV_x$  – зміна об'єму робочого тіла, що обумовлена зміною кількості молей робочого тіла внаслідок хімічних реакцій окиснювання горючих

компонентів газової суміші протягом проміжку часу  $d\tau$ .

При відомих законі згоряння  $x$  і коефіцієнті молекулярної зміни  $\beta$ :

$$dV_x = V \cdot (\beta - 1) dx; \quad (3.4)$$

Маса свіжого заряду, що надійшла у надпоршневу порожнину протягом проміжку часу  $\Delta\tau$ , в припущенні сталого процесу втікання повітря або паливоповітряної суміші через впускний клапан без теплообміну між потоком і стінками каналу:

$$dM_s = \rho'_s \cdot (\mu_s \cdot f_s) \cdot W_s \cdot d\tau, \quad (3.5)$$

де  $\rho'_s$  – густина свіжого заряду в розрахунковому прохідному перерізі клапана;

$$d\rho'_s = \rho_s \left( \frac{p}{p_s} \right)^{\frac{1}{k_s}}, \quad (3.6)$$

$\rho_s$  – густина свіжого заряду при умовах перед впускним клапаном;

$$\rho_s = p_s / R_s \cdot T_s, \quad (3.7)$$

$R_s$  – газова стала для свіжого заряду;

$T_s$  – показник адіабати для свіжого заряду;

$\mu_s f_s$  – ефективна площа прохідного перерізу впускного клапана;

$\mu_s$  – коефіцієнт витрати для впускного клапана;

$f_s$  – площа прохідного перерізу впускного клапана;

$W_s$  – швидкість потоку свіжого заряду в прохідному перерізі впускного клапана.

Швидкість потоку визначається з рівняння збереження енергії для потоку свіжого заряду через впускний клапан:

$$W_s = \sqrt{2 \cdot \frac{k_s}{k_s - 1} \cdot R_s \cdot T_s \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_s} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} \right]}, \quad (3.8)$$

Кількість суміші газів, що вийшли з над поршневої порожнини протягом цього ж проміжку часу

$$dM_B = \rho'_B \cdot (\mu_B \cdot f_B) \cdot W_B \cdot d\tau, \quad (3.9)$$

де  $\rho'$  – густина суміші газів у розрахунковому прохідному перерізі випускного клапана;

$\mu_b f_b$  – ефективна площа прохідного перерізу випускного клапана;

$W_b$  – швидкість потоку суміші газів в прохідному перерізі випускного клапана.

З рівняння збереження енергії для потоку суміші газів через випускний клапан:

$$W_B = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3.10)$$

де  $k$ ,  $R$  – показник адіабати і газова стала для суміші газів.

Кількість теплоти, що підведено до суміші газів у надпоршневій порожнині:

$$dQ = dQ_x \pm dQ_T + dM_s i_s - dM_B i, \quad (3.11)$$

де  $i_s$  – питома ентальпія свіжого заряду:  $i_s = c_{pms}(T_s - 273)$ ;

$i$  – питома ентальпія робочого тіла в циліндрі:  $i = c_{pm}(T - 273)$ ;

$c_{pms}$ ,  $c_{pm}$  – середня питома масова ізобарна теплоємність відповідно свіжого заряду і робочого тіла в циліндрі.

Зміна ентальпії всієї маси робочого тіла в надпоршневій порожнині

$$dI = (dMi) = Mdi + idM, \quad (3.12)$$

де  $dI$  – зміна питомої ентальпії робочого тіла ( $di = c_p dT$ ).

Зміна температури робочого тіла:

$$dT = \frac{1}{M c_p} \cdot [dM_s (i_s - i) + dQ_x \pm dQ_T + V dp], \quad (3.13)$$

Зміна тиску робочого тіла:

$$dp = \frac{kp}{V} \left\{ \frac{1}{\rho} (dM_s a_s - dM_B) + V(\beta - 1) dx + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_x \pm dQ_T}{p} - dV_{II} \right\}, \quad (3.14)$$

де  $a_s$  – коефіцієнт, що враховує вплив змішування газів (свіжого заряду з робочим тілом у циліндрі) на зміну тиску:

$$a_s = 1 + \frac{c_{pms}(T_s - 273)}{c_p T} - \frac{c_{pm}(T - 273)}{c_p T}, \quad (3.15)$$

Наприкінці кожного розрахункового інтервалу часу  $\Delta t_i$  визначається тиск  $P_{(i+1)}$ ; кількість свіжого заряду, що надійшла у робочу порожнину  $M_{S(i+1)}$ ; кількість газів, що вийшли з циліндра  $M_{b(i+1)}$ ; кількість суміші газів у циліндрі  $M_{(i+1)}$ ; температура суміші газів  $T_{(i+1)}$ .

Кількість теплоти, що була передана робочим тілом до стінки надпоршневої порожнини або від стінок надпоршневої порожнини до робочого тіла протягом проміжку часу  $d\tau$ :

$$dQ_T = \sum_{j=1}^j a_{Tj} \cdot (T - T_{cm,j}) \cdot F_j d\tau, \quad (3.16)$$

де  $a_{Tj}$  – коефіцієнт тепловіддачі від газів до елемента поверхні стінок робочої порожнини « $j$ » з визначеними фізичними властивостями, що враховує конвекційний теплообмін і випромінювання полум'я;

$T$  – поточне значення температури газів у надпоршневій порожнині;

$T_{cm}$  – середнє за цикл значення температури « $j$ » елемента поверхні;

$F_j$  – площа « $j$ » елемента поверхні стінок надпоршневої порожнини.

Коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до поверхні стінок надпоршневої порожнини визначався за формулою:

$$\alpha_g = 130 \cdot \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \quad (3.17)$$

де:  $p$  – тиск в циліндрі, Па;

$T$  – температура в циліндрі, К;

$D$  – діаметр циліндру, м;

$\omega$  – швидкість руху газів в циліндрі, м/с.

В період згоряння та розширення швидкість руху газів становить:

$$\omega = 2,28 \cdot C_m + 3,34 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{V_c \cdot T}{p \cdot V} \cdot (p - p_c), \quad (3.18)$$

де  $V_c$  – об’єм камери згоряння, м<sup>3</sup>;

$p_c$  – тиск газів в циліндрі за відсутності згоряння, Па;

$C_m$  – швидкість поршня, м/с.

### 3.2 Теплофізичні властивості палива довільного компонентного складу, його суміші з повітрям і продуктів згоряння

При розробці математичних моделей процесів в ДВЗ необхідно мати уявлення про теплофізичні властивості робочого тіла ДВЗ та його продуктів згоряння.

В основу розрахунку середніх мольних теплоємностей компонентів палива, а також компонентів його продуктів згоряння покладені поліноміальні емпіричні залежності.

В роботі для кожного компоненту палива та компонентів продуктів згоряння в потрібному діапазоні температур обробкою вказаних емпіричних залежностей за методом найменших квадратів отримані лінійні залежності виду:

$$mCv_i = A_i + B_i \cdot T_i, \quad (3.19)$$

де  $A_i$  і  $B_i$  – емпіричні коефіцієнти для  $i$ -го компоненту;

$T$  – поточна температура газу (РТ).

Коефіцієнти  $A_i$  і  $B_i$  для розрахунку середньої мольної теплоємності компонентів палива та продуктів згоряння приведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнти  $A_i$  і  $B_i$  для розрахунку середньої мольної теплоємності компонентів палива довільного компонентного складу.

Компонент	Сумішеве паливо		Продукти згоряння	
	$A_i$	$B_i \cdot 10^{-3}$	$A_i$	$B_i \cdot 10^{-3}$
H <sub>2</sub>	19,78	1,099	19,04	1,691
CO	20,03	1,954	20,70	1,767
CH <sub>4</sub>	18,08	21,464	-	-
N <sub>2</sub>	20,12	1,636	20,42	0,00176

Продовження таблиці 3.1

Компонент	Сумішеве паливо		Продукти згоряння	
	$A_i$	$B_i \cdot 10^{-3}$		$A_i$
CO <sub>2</sub>	27,18	0,01102	35,19	0,004176
O <sub>2</sub>	19,68	0,003342	21,54	0,00197
H <sub>2</sub> O	-	-	23,48	0,00405
бензин	182	0,373		

Середня мольна теплоємність палива, його суміші з повітрям, продуктів згоряння розраховувалася за залежністю виду:

$$mCv = \sum mCv_i \cdot r_i, \quad (3.20)$$

де  $mCv_i$  – середня мольна теплоємність  $i$ -го компонента робочого тіла;

$r_i$  – об'ємна доля  $i$ -го компонента.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$M_o = \frac{1}{r_{O_2}} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (3.21)$$

де  $r_{O_2}$  – об'ємна доля кисню в повітрі;

$C, H, O$  – елементарний хімічний склад палива.

Для синтез-газу виконувався розрахунок елементарного складу  $i$ -го компонента за його хімічною формулою:

$$C_i = \frac{12 \cdot n}{12 \cdot n + 1 \cdot m + 16 \cdot o}; \quad (3.22)$$

$$H_i = \frac{1 \cdot n}{12 \cdot n + 1 \cdot m + 16 \cdot o}; \quad (3.23)$$

$$O_i = \frac{16 \cdot n}{12 \cdot n + 1 \cdot m + 16 \cdot o}; \quad (3.24)$$

де  $n, m, o$  – число атомів в  $i$ -му компоненті палива з хімічною формулою  $C_nH_mO_o$ .

Розрахунок об'ємної теплоти згоряння синтез-газу здійснювався за залежністю:

$$Q_{нзг} = \sum q_i \cdot r_i, \quad (3.25)$$

де  $q_i$  – теплота згоряння  $i$ -го компоненту палива;

$r_i$  – об’ємна доля  $i$ -го компоненту в паливі.

При розрахунку складу продуктів згоряння приймають продукти згоряння, що складаються із п’яти компонентів:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{N}_2$ .

Склад продуктів згоряння синтез-газу розраховувався за методикою.

Питомі молярні маси окремих компонентів, що входять до складу продуктів згоряння при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha < 1$ :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot O_2 \cdot M_o; \quad (3.26)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot O_2 \cdot M_o; \quad (3.27)$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot O_2 \cdot M_o; \quad (3.28)$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot O_2 \cdot M_o; \quad (3.29)$$

$$M_{\text{N}_2} = N_2 \cdot \alpha \cdot M_o; \quad (3.30)$$

де  $K = \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}}$  – відношення кількості водню до оксиду вуглецю,

при  $\alpha > 1$ :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{12}; M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; M_{\text{CO}} = M_{\text{H}_2} = 0; M_{\text{N}_2} = N_2 \cdot \alpha \cdot M_o \quad (3.31)$$

Об’ємна доля  $i$ -го компоненту продуктів згоряння синтез-газу:

$$r_i = \frac{M_i}{M_{\text{сг}}}, \quad (3.32)$$

де  $M_i$  – кількість  $i$ -го компоненту продуктів згоряння;

$M_{\text{сг}} = \sum M_i$  – молярна маса продуктів згоряння синтез-газу.

Коефіцієнт молекулярної зміни горючої суміші:

$$\beta = \frac{M_{\text{сг}}}{\alpha \cdot M_o + \frac{1}{\mu_{\text{сг}}}}, \quad (3.33)$$

де  $\mu_{\text{сг}}$  – молярна маса синтез-газу

Склад суміші в циліндрі двигуна після впорскування синтез-газу:

об'ємна доля кисню в циліндрі двигуна:

$$r_{O_2} = \frac{\alpha \cdot M_O \cdot O_2}{\alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_{CF}}}, \quad (3.34)$$

об'ємна доля азоту в циліндрі двигуна:

$$r_{N_2} = \frac{\alpha \cdot M_O \cdot N_2}{\alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_{CF}}}, \quad (3.35)$$

об'ємна доля палива в паливо-повітряній суміші у циліндрі двигуна:

$$r_{TC} = \frac{\frac{1}{\mu_{CF}}}{\alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_{CF}}}, \quad (3.36)$$

молярна маса окиснювача:

$$\mu_{CM} = 28 \cdot r_{N_2} + 32 \cdot r_{O_2}, \quad (3.37)$$

молярна маса паливо-повітряної суміші після впорскування палива:

$$\mu_{Ц} = 28 \cdot r_{N'_2} + 32 \cdot r_{O'_2} + \mu_{CF} \cdot r_{TC}, \quad (3.38)$$

де  $r_{N'_2}, r_{O'_2}$  – об'ємний вміст азоту і кисню в паливо-повітряній суміші.

Газова постійна для суміші:  $R_{CM} = 8314/\mu_{CM}$

### 3.3 Математичне моделювання згоряння в двигуні з іскровим запалюванням паливо-повітряної суміші

Процес згоряння в поршневих двигунах з іскровим запалюванням досліджували К. І. Генкін, Р. М. Петриченко, А. Н. Воїнов, Н. Н. Семенов, Н. В. Іноземцев, А. С. Соколик, J. В. Neuwood та ін.

Існуючі моделі згоряння палива в ДВЗ умовно ділять на CFD-моделі, де увага приділяється хімічній кінетиці [42, 43] та емпіричні моделі, в яких

описується швидкість розповсюдження турбулентного фронту полум'я [44-46] або швидкість тепловиділення у циліндрі двигуна [47].

Найбільш складними вважаються моделі, що реалізують технологію CFD-тривимірного моделювання в основу яких покладено рівняння Нав'є-Стокса течії газу та палива, що впорскується в циліндри або колектори ДВЗ. Достовірність отриманих результатів залежить від точного визначення початкових та крайових умов. Процес визначення цих умов вимагає проведення додаткових розрахунково-експериментальних досліджень. Використання та перевірка CFD моделей вимагає значних обчислювальних зусиль, що ускладнює застосування таких моделей у дослідженнях та оптимізації параметрів двигунів.

У циліндрі ДВЗ, як відомо, процес згоряння паливо-повітряних сумішей відзначається турбулентною швидкістю руху полум'я. Для визначення цієї швидкості, запропоновано ряд емпіричних залежностей [44,46,48]. Турбулентну швидкість представляють як функцію від ламінарної швидкості та параметрів, що впливають на інтенсивність турбулентних пульсацій. Ламінарну швидкість визначають на основі результатів експериментальних досліджень згоряння палива в бомбах.

Аналогічні моделі були розроблені й широко застосовуються для пояснення процесу згоряння бензину та різних газових палив у сумішах з повітрям, які мають склад, наближений до стехіометричного [46, 49, 50]. Також існують різноманітні математичні моделі, які описують згоряння водню в сумішах з повітрям різного складу [51, 52].

Найбільш поширеними є емпіричні моделі згоряння, які описують геометричну форму кривої тепловиділення [47]. Наприклад, у моделі І.І. Вібе відносна кількість виділеної теплоти:

$$x = 1 - \exp \left[ -C \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (3.42)$$

де  $\varphi_0$ ,  $\varphi_z$ ,  $\varphi$ , – відповідно кут початку згоряння, тривалість згоряння та

поточне значення кута повороту кривошипа в процесі згоряння;

$C$  – константа, що характеризує повноту згоряння палива;

$m$  – показник динаміки згоряння.

Константа  $C$  залежності (3.42) визначається за залежністю

$$C = \ln(1 - pol),$$

де  $pol$  – доля палива, що повністю згоряє за цикл

$$pol = \sum pol_i \cdot r_i;$$

$pol_i$ ,  $r_i$  – відповідно, повнота згоряння та об'ємна доля  $i$ -го компоненту палива.

При значеннях  $\alpha < 1,7$  показник повноти згоряння приймався постійним і рівним 0,92.

Показник повноти згоряння для водню приймається рівним 0,999, оскільки вважається, що водень майже повністю згоряє при значенні коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha \leq 10$ . Межа займання і ламінарна швидкість розповсюдження фронту полум'я для монооксиду вуглецю CO є близькою до метану CH<sub>4</sub>. Тому в роботі припускають, що повнота згоряння CO при різних значеннях  $\alpha$  змінюється подібно CH<sub>4</sub>.

Кінетику згоряння опосередковано відображають коефіцієнти  $m$  і  $\varphi_z$ , що, дають представлення про характер розповсюдження фронту полум'я в циліндрі двигуна. Тривалість згоряння  $\varphi_z$  визначає час, що необхідний для закінчення процесу, та його середню швидкість. Показник динаміки згоряння  $m$  визначає форму кривої тепловиділення та характеризує відносну інтенсивність утворення активних центрів реакції [47, 52]. Коефіцієнти  $m$  і  $\varphi_z$  визначають за результатами обробки індикаторних діаграм та проведення випробувань двигунів на стендах [47]. Для дизелів коефіцієнт  $m$  приймають в межах від -0,3 до +0,7 [53], для двигунів з іскровим запалюванням  $m = 2 - 4$  [47].

Модель І.І. Вібе не враховує вплив на процес згоряння параметрів конструкції та режиму роботи двигуна. В роботах [53-58], авторами

запропоновані залежності коефіцієнтів  $m$  і  $\varphi_z$ , зміна яких залежить від циклової подачі, кута випередження запалювання, коефіцієнту надлишку повітря, частоти обертання двигуна, складу палива та інших факторів. В деяких випадках показник  $m$  є змінною величиною на різних етапах процесу згоряння [54, 58].

Основною перевагою моделі І. І. Вібе є її простота та універсальність в застосуванні. Розробка та ідентифікація цієї моделі не вимагає проведення додаткових складних експериментальних досліджень, наприклад, з бомбами або встановленням краєвих умов, крім стендових випробувань ДВЗ зі зняттям індикаторних діаграм. З іншого боку, на кафедрі ДВЗ НТУ "ХПІ" накопичено значний досвід математичного моделювання процесу згоряння з використанням моделі І.І. Вібе, зокрема з урахуванням змінного показника характеру згоряння  $m$ . Тому для дослідження і математичного моделювання процесу згоряння в двигуні 4Ч7,6/6,6 модель І. І. Вібе обрано як базову [59].

Тривалість згоряння  $\varphi_z$  представляє собою різницю між кутами закінчення та початку згоряння. Момент початку згоряння в роботі знаходили за методом накладання індикаторної діаграми на діаграму стиску-розширення [54, 56] як момент відриву індикаторної діаграми від діаграми стиску-розширення.

Найбільша складність при аналізі індикаторних діаграм полягає у визначенні моменту закінчення процесу згоряння. Так, в [54, 60] приймають, що процес видимого згоряння закінчується по досягненні максимальної температури циклу, в роботі [61, 62] за максимальним значенням  $x$  на ефективній характеристиці тепловиділення. В дослідженні [63] умовно задають момент закінчення згоряння коли відносна доля виділеної теплоти досягає  $x_z = 0,99$ . Інколи застосовують графічний спосіб [49], де індикаторну діаграму представляють в логарифмічних координатах  $\ln P - \ln V$ . Момент, коли крива згоряння переходить в пряму розширення, вважають точкою кінця згоряння. В даній роботі приймали, що згоряння закінчується у момент досягнення максимуму на кривій ефективного тепловиділення  $x_e$ .

За результатами експериментального дослідження, яке описано в другому розділі, визначили показники динаміки та тривалості згоряння на режимах максимального крутного моменту та максимальної потужності. Ці показники представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Експериментальні показники тривалості та характеру згоряння у двигуні 4Ч7,6/6,6

Режим $n$ , $\text{хв}^{-1}$	$m$	$\varphi_z$
3870	3,1	67
5590	3,7	62

Базуючись на експериментальних даних, одержаних шляхом обробки індикаторних діаграм, характеристик тепловиділення, отримані наступні залежності показників моделі І.І. Вібе для розрахунку процесу згоряння на режимах зовнішньої швидкісної характеристики при роботі двигуна на бензині:

$$m = \left( \frac{n}{n_0} \right)^{0,48} \cdot m_0, \quad (3.43)$$

$$\varphi_z = \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-0,8} \cdot (\varphi_{\text{поч}})_0 + (\varphi_{\text{вид}})_0, \quad (3.44)$$

де:  $m_0$  – показник характеру згоряння бензинового двигуна, працюючого на тому ж режимі;

$(\varphi_{\text{поч}})_0$ ,  $(\varphi_{\text{вид}})_0$  – тривалість початкового та видимого періодів згоряння бензинового двигуна.

Залежності (3.43) та (3.44) справедливі за умови  $n = 2160 - 5590 \text{ хв}^{-1}$ ;

На рисунку 3.1 наведено графіки зміни параметрів згоряння на режимах зовнішньої швидкісної характеристики.

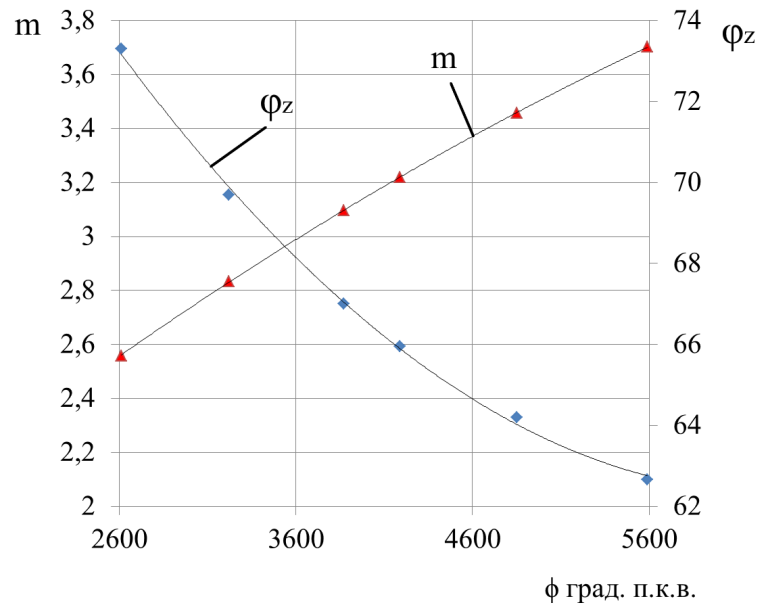


Рисунок 3.1 – Зміна показника характеру та тривалості згоряння на режимах ЗШХД

На рисунках 3.2 та 3.3 наведені графіки залежностей параметрів  $m$  та  $\varphi_z$  від величини добавки водню [31].

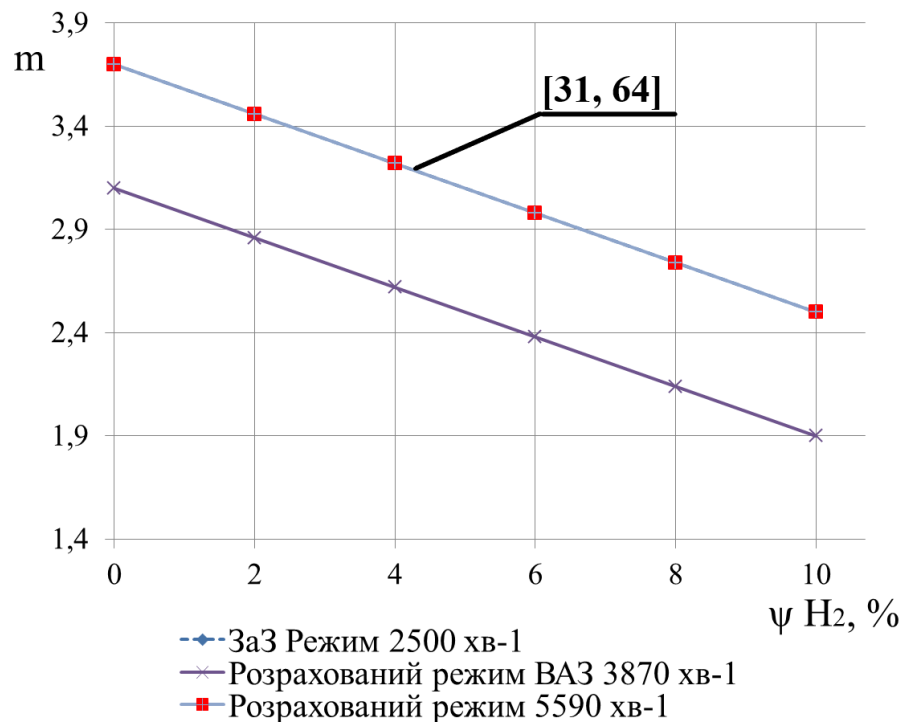


Рисунок 3.2 – Вплив добавки водню на показник характеру згоряння

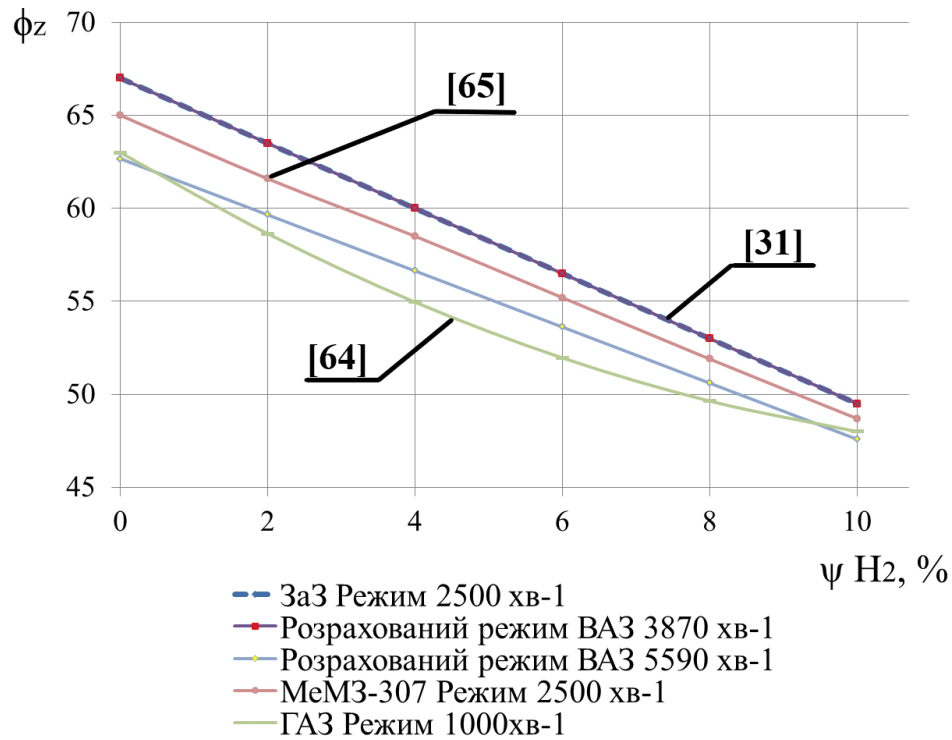


Рисунок 3.3 – Вплив добавки водню на тривалість процесу згоряння

Наступні аналітичні вирази наближено описують ці залежності:

$$m = m_0 - 12\psi, \quad (3.45)$$

$$\varphi_z = [(\varphi_{\text{поч}})_0 - 95\psi] + [(\varphi_{\text{вид}})_0 - 80\psi], \quad (3.46)$$

де  $\psi = 0 - 0,1$  масова доля водню;

В дослідженні [64] експеримент проводився на двигуні МеМЗ-307, під час якого встановили, що при збільшенні добавки водню до 10%, тривалість згоряння змінюється майже лінійно. Залежність тривалості згоряння від частки водню в сумішевому паливі  $\psi$  на встановленому режимі наведено на рисунку 3.3.

В монографії [65] шляхом обробки експериментальних індикаторних діаграм отримані емпіричні залежності зміни характеру та тривалості згоряння, що зв'язують з функцію тепловиділення І.І. Вібе з складом бензо-водневої суміші. Для складу суміші, близької до стехіометричної ( $\alpha = 1 - 1,05$ ) та добавках водню  $\psi \leq 10\%$  зміна параметру  $m$  апроксимується залежністю 3.45, аналогічно до дослідження [31]. Тривалість згоряння

відповідно масової долі водню в паливі на швидкісних режимах роботи двигуна визначається наступною залежністю:

$$\varphi_z = (\varphi_z)_0 + 0,085\psi^2 - 2,35\psi, \quad (3.47)$$

Базуючись на аналізі літературних джерел, де проводились експериментальні дослідження [31, 64-67], прийнято рішення визначати параметри згоряння використовуючи залежності (3.45, 3.46), що запропоновані в роботі [31], у зв'язку з тим, що розмірність двигуна, та його конструкція є близькою до дослідного 4Ч7,6/6,6.

### 3.4 Ідентифікація математичної моделі робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6

Ідентифікація математичної моделі здійснювалася співставленням розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм (рисунок 3.4) і характеристик тепловиділення (рисунок 3.5), а також індикаторних та ефективних показників (таблиця 3.3), а також визначенням величини похибки результатів.

Таблиця 3.3 – Порівняння експериментальних та розрахункових значень показників двигуна 4Ч7,6/6,6 на режимах максимального крутного моменту та номінальної потужності

Швидкісний режим $n$ , $\text{хв}^{-1}$	$\eta_e$	$\eta_i$	$g_e$ , $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	$P_z$ , МПа
	Експ./розн.	Експ./розн.	Експ./розн.	Експ./розн.
3870	0,31/0,316	0,412/0,401	258/255	5,19/5,21
5590	0,28/0,281	0,4/0,394	291/293	5,257/5,25

Слід відзначити, що розрахункова та експериментальна характеристики тепловиділення на дослідних режимах суттєво відрізняються. Незважаючи на це розроблена математична модель дозволяє

отримати задовільний збіг розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм і показників двигуна на вказаних режимах роботи.

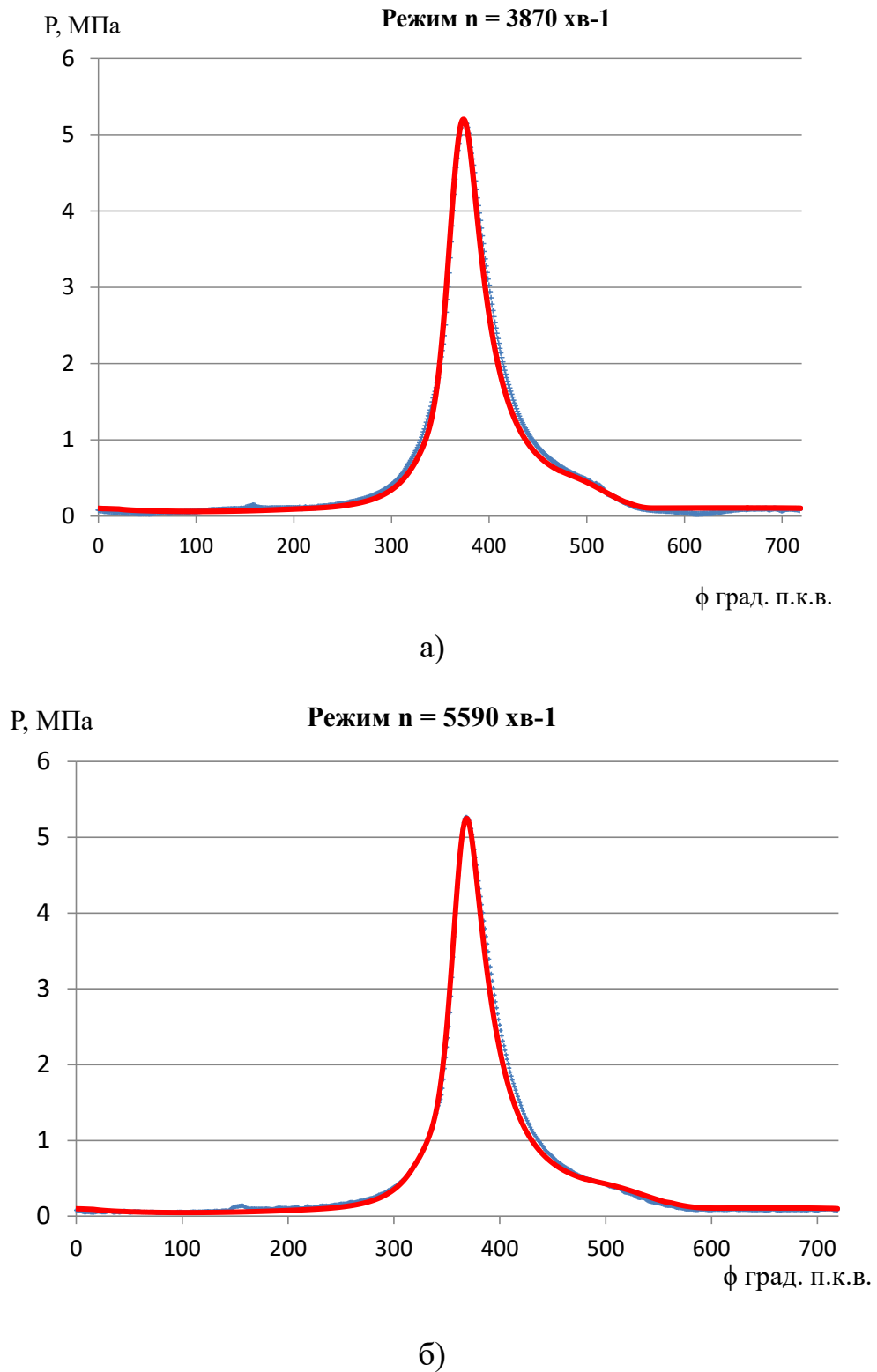


Рисунок 3.4 – Експериментальні та розрахункові індикаторні діаграми 4Ч7,6/6,6. Точками показано експериментальні дані.

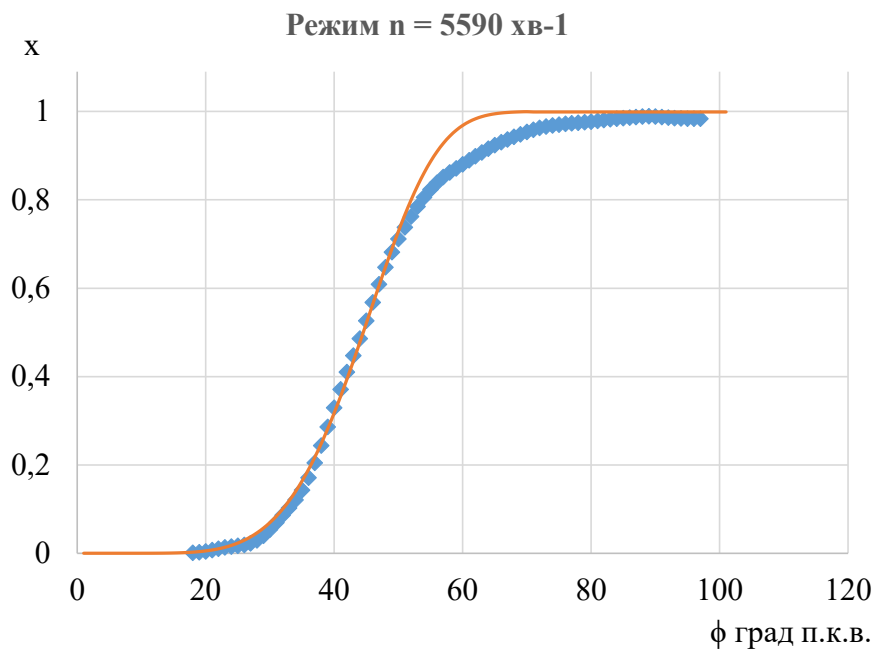
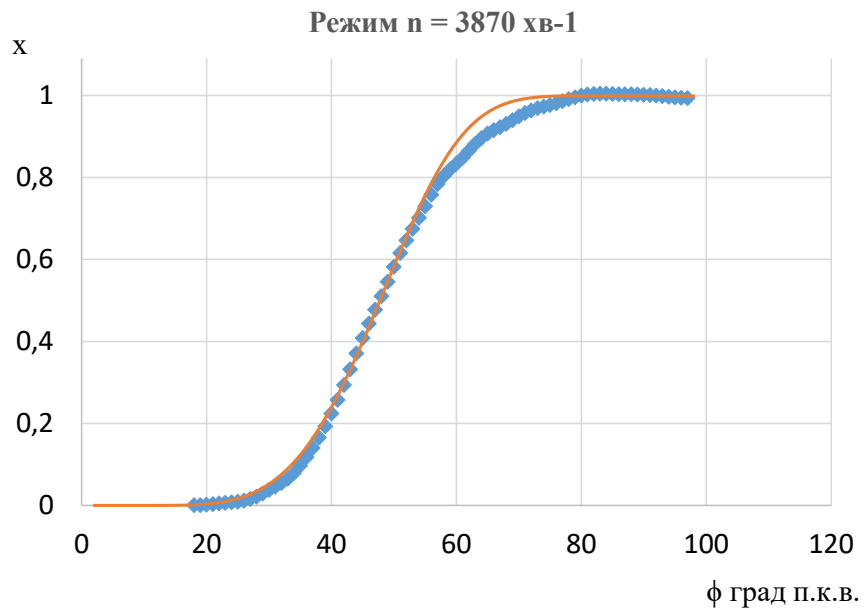


Рисунок 3.5 – Експериментальні та розрахункові характеристики тепловиділення двигуна 4Ч7,6/6,6. Точками показано експериментальні дані.

Відносна похибка розрахунку індикаторних та ефективних показників за розробленою математичною моделлю не перевищує 3% (таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 – Відносна похибка розрахунку показників двигуна 4Ч7,6/6,6

Швидкісний режим $n$ , $\text{хв}^{-1}$	Відносна похибка розрахунку показника $\Delta$ , %			
	$\eta_e$	$\eta_i$	$g_e$ , $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	$P_z$ , МПа
3870	1,9	2,7	1,17	0,4
5590	0,3	1,52	0,69	0,13

Таким чином, можна зробити висновок, що розроблена математична модель дозволяє достатньо точно розрахувати індикаторні та ефективні показники двигуна з іскровим запалюванням 4Ч7,6/6,6.

### Висновки до розділу 3

1. Визначено, що за допомогою CFD-моделювання можна отримати точніші результати, проте, до недоліків слід віднести те, що вони вимагають значних обчислювальних ресурсів та значно більше часу для проведення розрахунків. Перевагами емпіричних та напівемпіричних моделей згоряння в бензинових двигунах є простота та універсальність, але існують певні обмеження у точності передбачення складних процесів згоряння. Обмеження їх застосування пояснюється тим, що вони не завжди відображають реальні умови роботи двигуна. Широкого поширення набула модель І.І. Вібе яка описує геометричну форму кривої тепловиділення за двома складовими – показника динаміки згоряння та тривалості згоряння.

2. У розділі наведено опис розрахунку робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6 за допомогою розробленої квазістаціонарної термодинамічної моделі. Математична модель дозволяє виконувати розрахунок робочого процесу при використанні суміші палив бензин-водень. Розроблена математична модель ідентифікована за результатами експериментального дослідження, що включало порівняння індикаторних та ефективних показників, накладання індикаторних діаграм та характеристик тепловиділення на визначених швидкісних режимах, відносна похибка розрахунків не перевищує 3%. Для розрахунку процесу згоряння на режимах

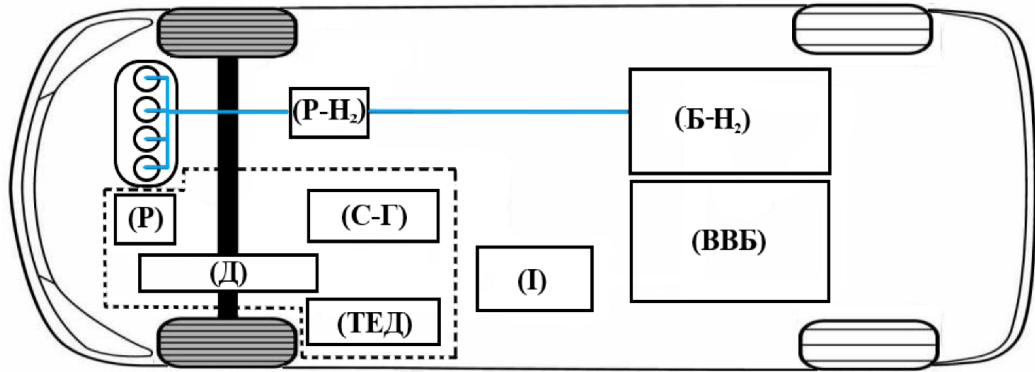
зовнішньої швидкісної характеристики при роботі двигуна на бензині визначено залежності показників моделі І.І. Вібе відповідно до швидкісного режиму. Аналіз зміни параметрів згорання моделі І.І. Вібе при роботі двигуна на бензино-водневій суміші показав майже лінійну залежність характеру та тривалості згорання від добавки водню при  $\psi \leq 10\%$ . Розроблена математична модель є актуальною для двигуна 4Ч7,6/6,6 та може бути модифікована для використання при дослідженні робочого процесу схожих за конструкцією та параметрами бензинових двигунів з іскровим запалюванням.

## РОЗДІЛ 4 РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ ДЕКАРБОНІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВОК У СКЛАДІ ГІБРИДІВ З ВИКОРИСТАННЯМ В ЯКОСТІ ПАЛИВА СУМІШЕЙ ВОДНЮ ТА ТРАДИЦІЙНОГО ПАЛИВА

За результатами аналізу тенденцій розвитку автомобілебудування, конструкцій існуючих гібридних силових установок, а також можливості добавки водню до традиційного палива в двигунах з іскровим запалюванням, в дисертаційній роботі запропоновано концепцію, яка поєднує технологію гібриду та використання бензино–водневої паливної композиції з метою декарбонізації та підвищення ефективних показників ДВЗ у складі гібридної силової установки.

### 4.1 Структура та режими роботи гібридної силової установки

В концептуальну схему гібридної силової установки покладено схему послідовно-паралельної компоновки агрегатів (рисунок 4.1). Ця гібридна силова установка в залежності від умов руху автомобіля може працювати або як послідовна або як паралельна. До складу трансмісії гібриду входить двигун внутрішнього згоряння, який переобладнано для реалізації добавки водню до традиційного палива, механізму розподілу потужності та двох мотор-генераторів (МГ1 і МГ2). Двигун внутрішнього згоряння в даній схемі працює з постійною добавкою водню на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. Така схема дозволяє реалізувати базові режими роботи гібридної установки в залежності від умов експлуатації автомобіля. Варто зазначити, що зміна умов експлуатації пов'язана з постійною зміною різних режимів роботи гібридної силової установки [68].

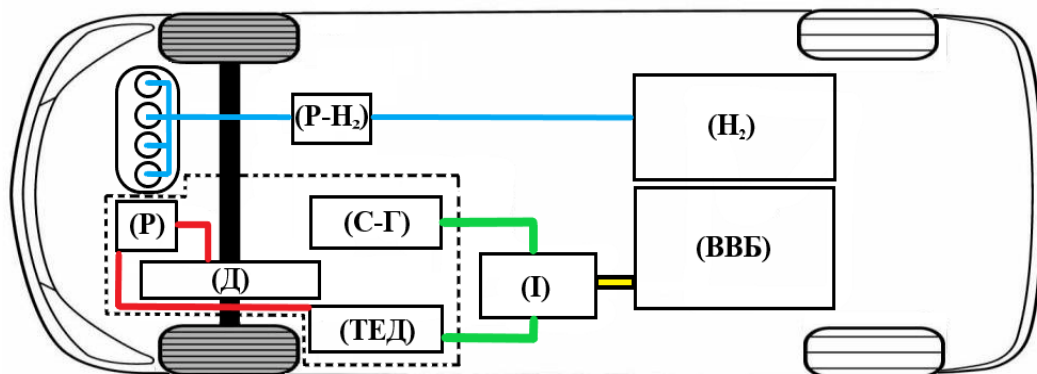


Р - дільник потужності; ТЕД - тяговий електродвигун (МГ2); І - інвертор; Д - диференціал; С-Г - стартер-генератор(МГ1); ВВБ - високовольтна батарея; Р-Н<sub>2</sub> - водневий редуктор; Б-Н<sub>2</sub> - бак для зберігання водню на борту.

Рисунок 4.1 – Концептуальна схема гібридної силової установки

Режим рушання з місця представлено на рисунку 4.2.

- Для початку руху задіюється тільки електричний привід.
- Привід ведучих коліс здійснюється за допомогою основного електродвигуна (ТЕД) без задіяння ДВЗ.



→ - крутний момент; → - постійний струм; → - змінний струм.

Рисунок 4.2 – Схема рушання з місця

Режим запуску двигуна внутрішнього згорання представлено на рисунку 4.3.

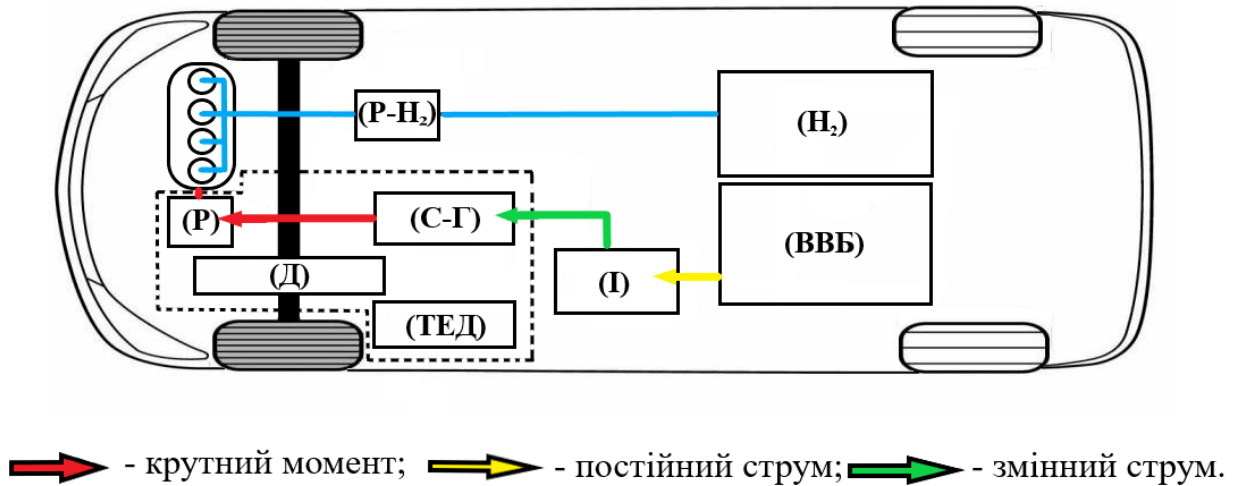


Рисунок 4.3 – Схема запуску ДВЗ

Двигун внутрішнього згоряння запускається за допомогою стартера-генератора (С-Г), живлення подається від високовольтної батареї через інвертор.

Режим невеликих навантажень/рух на малих швидкісних режимах представлено на рисунку 4.4 [68].

- Рух на малих швидкісних режимах з невеликим навантаженням відбувається за допомогою електроприводу.
- Двигун внутрішнього згоряння запускається при необхідності для підзарядки високовольтної батареї.

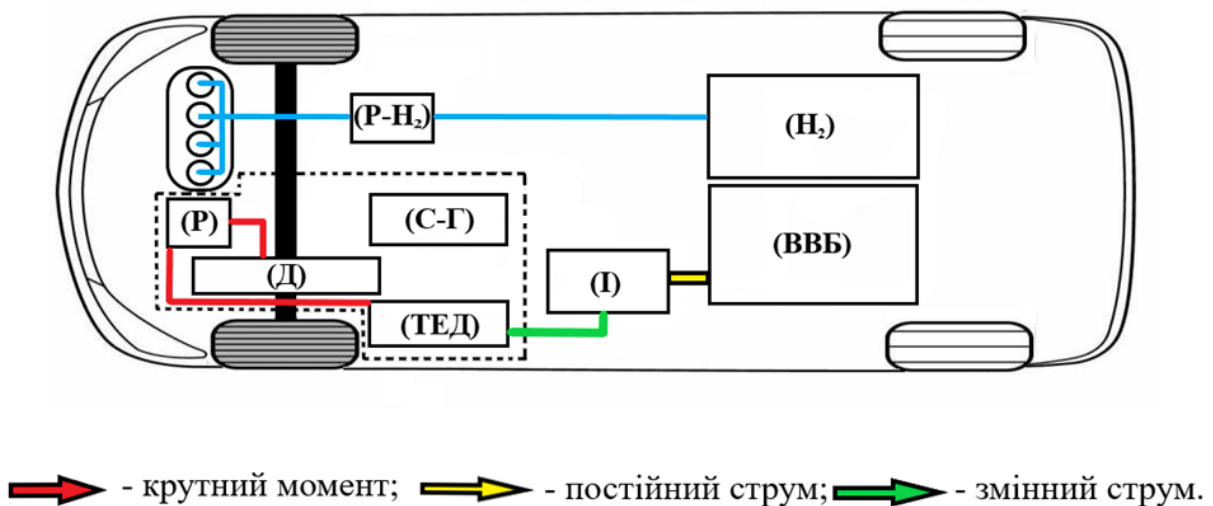
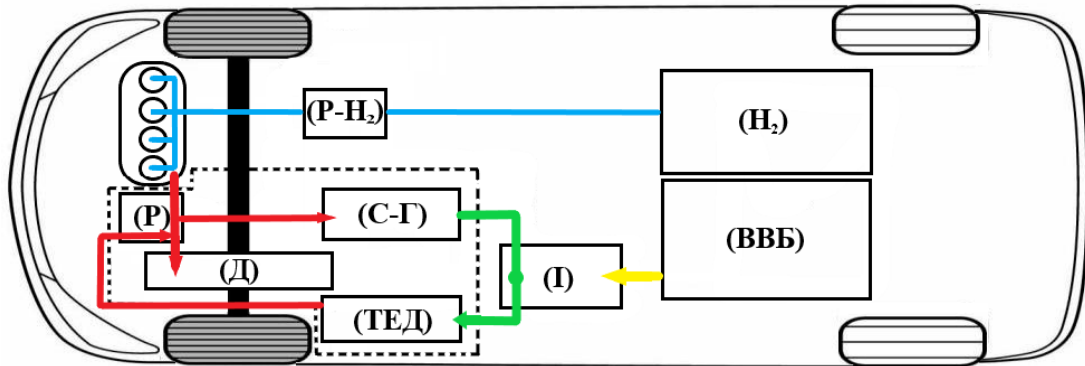


Рисунок 4.4 – Схема невелике навантаження/рух на низькій швидкості

Режим рівномірного руху за умови зберігання постійної швидкості представлено на рисунку 2.5.

- Автомобіль, переважно, приводиться в рух за допомогою ДВЗ.
- Частка участі електродвигуна мінімальна.



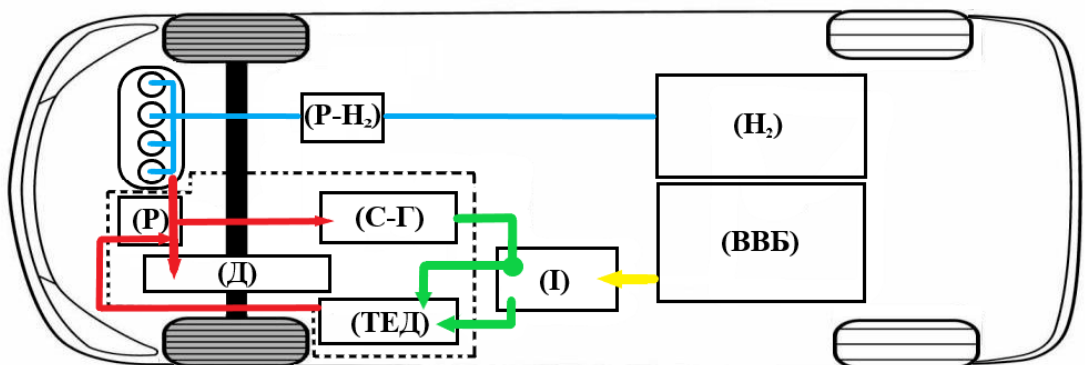
→ - крутний момент; → - постійний струм; → - змінний струм.

Рисунок 2.5 – Схема рівномірного руху з постійною швидкістю

Зайва потужність, що виробляється ДВЗ за допомогою мотор-генератора (С-Г), перетворюється в електричну енергію і використовується для зарядки високовольтної акумуляторної батареї [69].

Динамічне прискорення представлено на рисунку 4.6.

Задіяні двигун внутрішнього згоряння та тяговий електродвигун.



→ - крутний момент; → - постійний струм; → - змінний струм.

Рисунок 4.6 – Схема динамічного прискорення

В даному режимі крутний момент на ведучі колеса надходить з ДВЗ та електромотора. Енергія бензинового двигуна розподіляється між колесами та електрогенератором (С-Г), який приводить в рух електродвигун (ТЕД). Електродвигун (ТЕД) працює на максимальній потужності. При цьому для збільшення електричної потужності, що підводиться до мотор-генератору (ТЕД), електрична енергія до електродвигуна (ТЕД) надходить одночасно від мотор-генератора (С-Г) і від високовольтної акумуляторної батареї.

Рух заднім ходом представлено на рисунку 4.7.

Заднім ходом автомобіль рухається тільки за допомогою електричного приводу, двигун внутрішнього згоряння не задіюється.

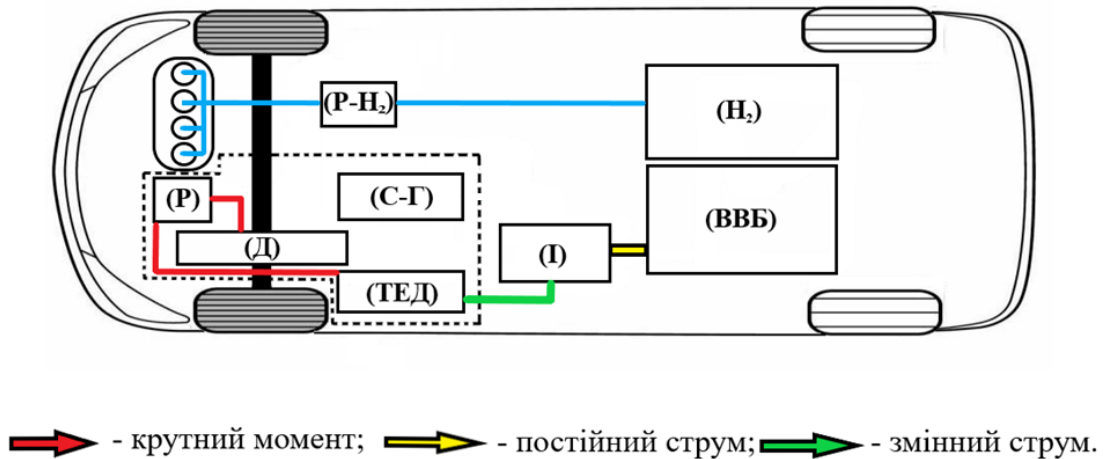


Рисунок 4.7 – Схема рух заднім ходом

Режим гальмування / рекуперації представлено на рисунку 4.8.

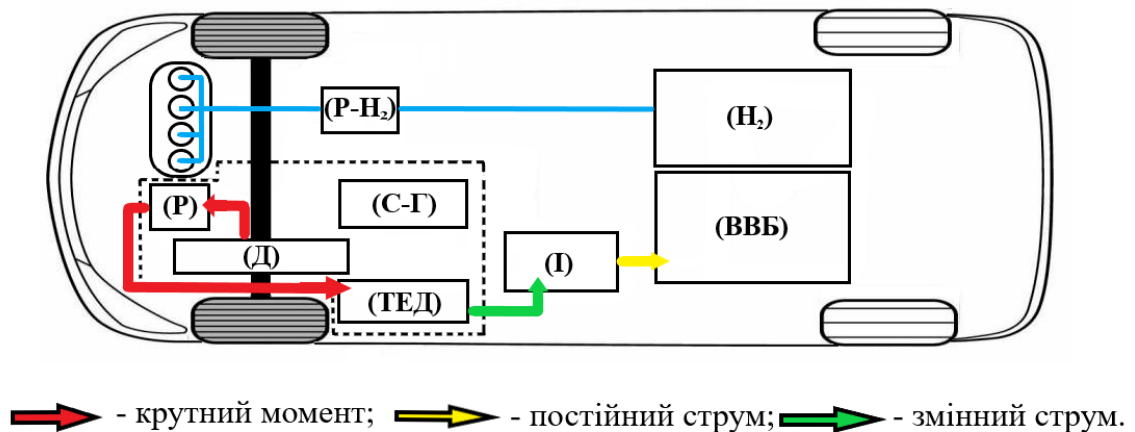


Рисунок 4.8 – Схема уповільнення / гальмування

З метою оптимізації кількості енергії, що зберігається під час гальмування, керована електронікою гальмівна система приймає рішення про те, коли варто використовувати гідравлічну систему, а коли використовувати рекуперативне (регенеративне) гальмування (яке є пріоритетним). При рекуперативному гальмуванні електродвигун (ТЕД) працює в генераторному режимі, створюючи гальмівний момент на передній і задній осях. Енергія, що виробляється надходить до блоку керування електропостачанням (І), а звідти до високовольтної акумуляторної батареї.

#### 4.2 Модифікація двигуна для роботи на суміші бензину з добавкою водню

В якості макетного зразка в роботі обрано чотиритактний бензиновий двигун з іскровим запалюванням 4Ч7,6/6,6 об'ємом 1,1 л. У таблиці 4.1 наведено основні технічні характеристики базового двигуна. На рисунку 4.9 наведено концептуальну схему двигуна з системою впорскування водню, що включає датчики та систему очищення відпрацьованих газів. Більшість датчиків та механізмів можна перенести з базового двигуна. Проте необхідно повністю переглянути систему запалювання, паливоподачі та систему випуску відпрацьованих газів.

Головка блоку циліндрів в базовому двигуні. Особливу увагу необхідно приділити підвищенню стійкості до високого максимального тиску згорання. Кривошипно-шатунний механізм двигуна необхідно підсилити шляхом встановлення сталевого колінчастого валу і сталевих шатунів, посиленних підшипників та поршнів. Поршень можливо доопрацювати за рахунок введення кільцевої опори для високої зносостійкості в першій кільцевій канавці. Крім того, необхідно замінити впускні та випускні клапани, а також сідла клапанів, застосувавши матеріал, стійкий до крихкості, який також дозволяє працювати в «сухому» режимі.

Для абсолютної мінімізації споживання мастила необхідно виконати хонінгування циліндрів та покращити трибологічну систему за допомогою

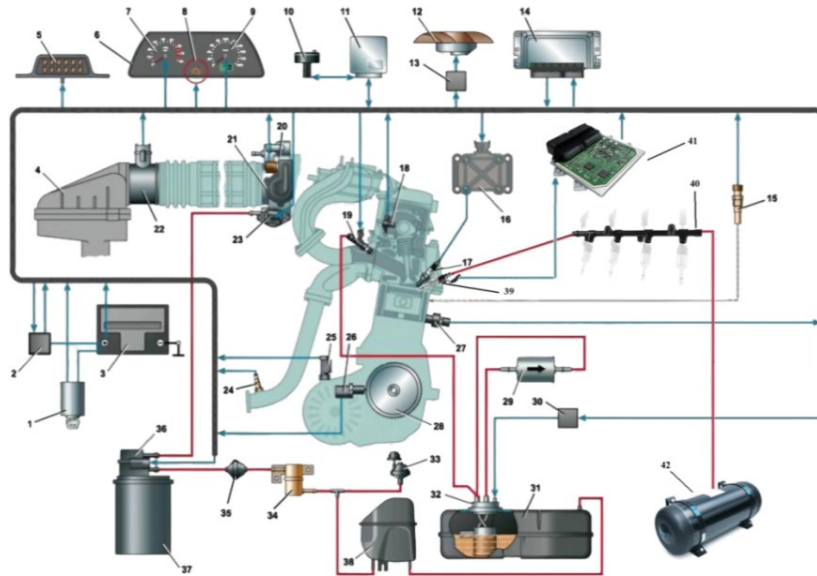
відповідних поршневих кілець [70, 71]. Важливою задачею є мінімізація потрапляння мастила в камеру згорання, оскільки мастило є одним з джерел викидів вуглеводнів (НС), оксиду вуглецю (СО) та діоксиду вуглецю (СО<sub>2</sub>) в двигунах, що працюють на суміші бензину та водню. Крім того, краплі мастила або частинки з відкладень нафтових продуктів є потенційними джерелами передзаймання.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики базового двигуна

Тип двигуна	Рядний чотирьохциліндровий
Робочий об'єм, л	1,1
Паливо	Бензин + стиснений газоподібний водень
Діаметр циліндра/хід поршня, мм/мм	76/60,6
Ступінь стиску	9
Паливна система	Система розподіленого впорскування бензину/система прямого впорскування Н <sub>2</sub>
Система запалювання	Прототип свічки запалювання Н <sub>2</sub> , модифіковані котушки запалювання
Головка циліндра	Алюміній
Блок циліндрів	Чавун
Колінчастий вал	Сталь
Шатун	Сталь
Номінальна потужність, кВт	40

Вентиляція картера. Концентрація водню в атмосфері картерних газів може сягати до 8 об'ємних відсотків, що перевищує нижню межу вибуху водню. З метою уникнення потенційно небезпечних скупчень водню в картері, на двигун необхідно додатково встановити активну систему вентиляції картера.

Система запалювання. Двигун необхідно обладнати «холодними» прототипами свічок запалювання, а також модифікованими котушками запалювання, які оптимізовані для роботи на бензині з додаванням водню.



1 - вимикач (замок) запалювання; 2 - головне реле; 3 - акумуляторна батарея; 4 - повітряний фільтр; 5 - колодка діагностичного роз'єму; 6 - щиток приладів; 7 - тахометр; 8 - контрольна лампа несправності системи керування двигуном; 9 - спідометр; 10 - датчик іммобілайзера з індикатором; 11 - блок керування іммобілайзера; 12 - електроventильатор системи охолодження двигуна; 13 - реле електроventильатора; 14 - електронний блок управління (ЕБУ); 15 - датчик температури охолоджувальної рідини; 16 - котушка запалювання; 17 - свічка запалювання; 18 - датчик положення розподільчого валу (датчик фаз); 19 - форсунки; 20 - дросельний вузол; 21 - датчик положення дросельної заслінки; 22 - датчик масової витрати повітря; 23 - регулятор холостого ходу; 24 - датчик концентрації кисню; 25 - датчик швидкості автомобіля; 26 - датчик положення колінчастого валу; 27 - датчик детонації; 28 - шків колінчастого валу; 29 - паливний фільтр; 30 - реле паливного насоса; 31 - паливний бак; 32 - паливний модуль; 33 - запобіжний (двоходовий) клапан; 34 - гравітаційний клапан; 35 - зворотний клапан; 36 - клапан продування адсорбера; 37 - адсорбер; 38 - сепаратор; 39 - форсунка впорскування водню; 40 - рампа форсунок впорскування водню; 41 - блок керування системою впорскування водню; 42 - бак зберігання водню

Рисунок 4.9 – Концептуальна схема двигуна з системою впорскування водню

Сумішоутворення. При додаванні водню, викиди  $\text{NO}_x$  з відпрацьованими газами є основною проблемою, яку необхідно врахувати при розробці концепції двигуна. Гомогенна збіднена горюча суміш з добавкою водню характеризується високою схильністю до розрідження в поєднанні з високою ламінарною швидкістю полум'я. Концепція збідненого згоряння забезпечить високу теплову ефективність у поєднанні з найнижчим рівнем викидів з відпрацьованими газами. Висока потреба в повітрі та низька температура відпрацьованих газів супроводжується роботою двигуна на бідних сумішах, а отже, особливу увагу необхідно приділити системі впуску, для забезпечення необхідної повітряної маси.

Система впорскування палива. Компанією Bosch розроблено спеціальний прототип форсунок для впорскування водню під низьким тиском безпосередньо в циліндр двигуна [72]. Ця форсунка має сопло, яке відкривається назовні, для досягнення високої швидкості потоку при роботі з газоподібним воднем низької густини (рисунок 4.10).



Рисунок 4.10 – Прототип форсунки Bosch для впорскування водню

Обраний варіант форсунки має статичну швидкість потоку водню 5,8 г/с при 25 бар, 85 °С. Таким чином, інжектор може впоркувати необхідну масу водню в короткі вікна впорскування ( $< 90^\circ$  п.к.в.). Максимальний

номінальний робочий тиск встановлюється на рівні 30 бар для ефективного використання паливного баку, а отже, максимізується запас ходу. Для оптимізації системи згоряння форсунки також можуть бути адаптовані за допомогою спеціальних ковпачків, що направляють струмінь. Це забезпечує додаткові ступені свободи щодо націлювання струменя і, таким чином, покращення сумішоутворення. З метою врахування змін густини палива, в паливну рейку необхідно інтегрувати датчики тиску та температури. Необхідний тиск в паливній рейці залежить від навантаження на двигун і може бути встановлений регулятором тиску.

Враховуючі вищезазначені заходи щодо реалізації концептуальної схеми гібридного приводу на базі двигуна 4Ч7,6/6,6, який працює на суміші бензину з добавкою водню, наступним етапом в дисертаційній роботі проведено дослідження впливу бензино-водневої суміші на показники роботи двигуна та вміст двоокису вуглецю у відпрацьованих газах. В рамках дослідження розроблено математичну модель розрахунку їздового циклу гібридної силової установки та визначено вплив добавки водню на показники ефективності бензинового двигуна у складі ГСУ.

#### Висновки до розділу 4

В даному розділі наведено опис запропонованої концептуальну схему для двигуна 4Ч7,6/6,6, який розглядається як макетний зразок, адаптований для роботи з добавкою водню до традиційного палива у складі гібридної силової установки. Дана схема розроблена з метою підвищення паливної ефективності декарбонізації на транспорті. Наведено ряд заходів та рекомендацій щодо внесення необхідних змін в конструкцію гібридної силової установки, а також визначені алгоритми її роботи. Наведено концептуальну схему бензинового двигуна, яка включає систему безпосереднього впорскування водню. Обґрунтовано ряд конструктивних змін в бензиновому двигуні з метою реалізації запропонованих рішень.

РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Результати дослідження двигуна 4Ч7,6/6,6

З використанням розробленої та представленої в третьому розділі математичної моделі робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6 виконано розрахункове дослідження впливу добавки водню від 2% до 10% за масовою долею на техніко-економічні показники та емісію  $\text{CO}_2$  з ВГ (рисунки 5.1-5.4).

Добавка водню до бензино-повітряної суміші істотно впливає на протікання робочого процесу, що відображається на таких показниках як середній індикаторний тиск  $P_i$  (рисунок 5.1) та індикаторний ККД  $\eta_i$  (рисунок 5.2).

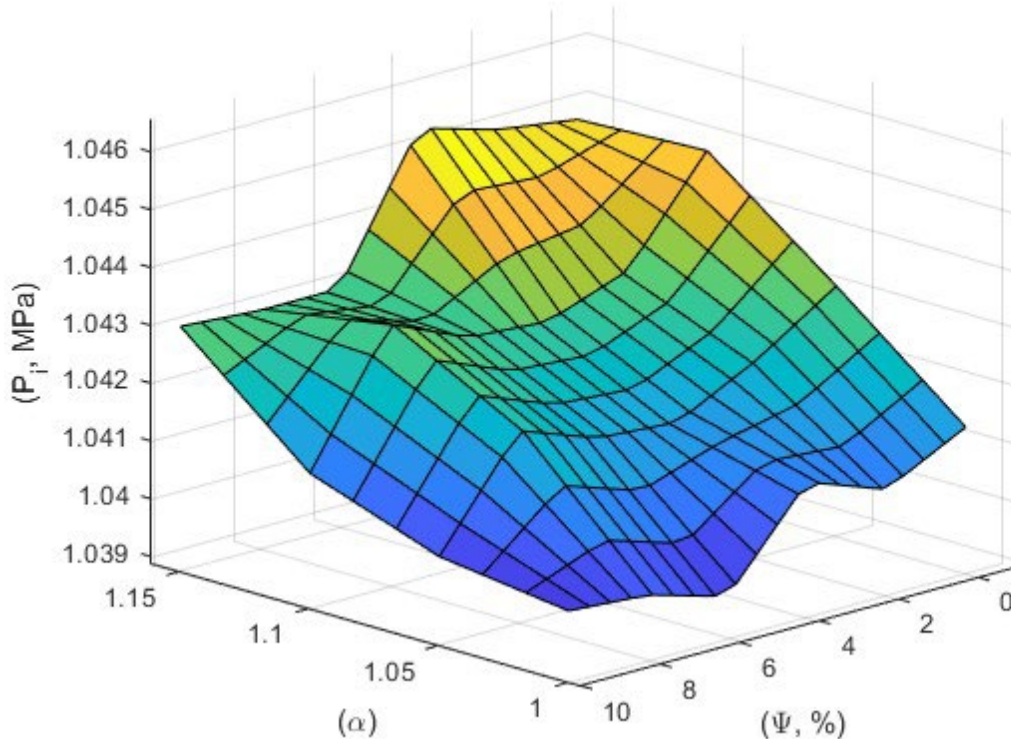


Рисунок 5.1 – Вплив величини добавки водню на середній індикаторний тиск при різному значенні  $\alpha$

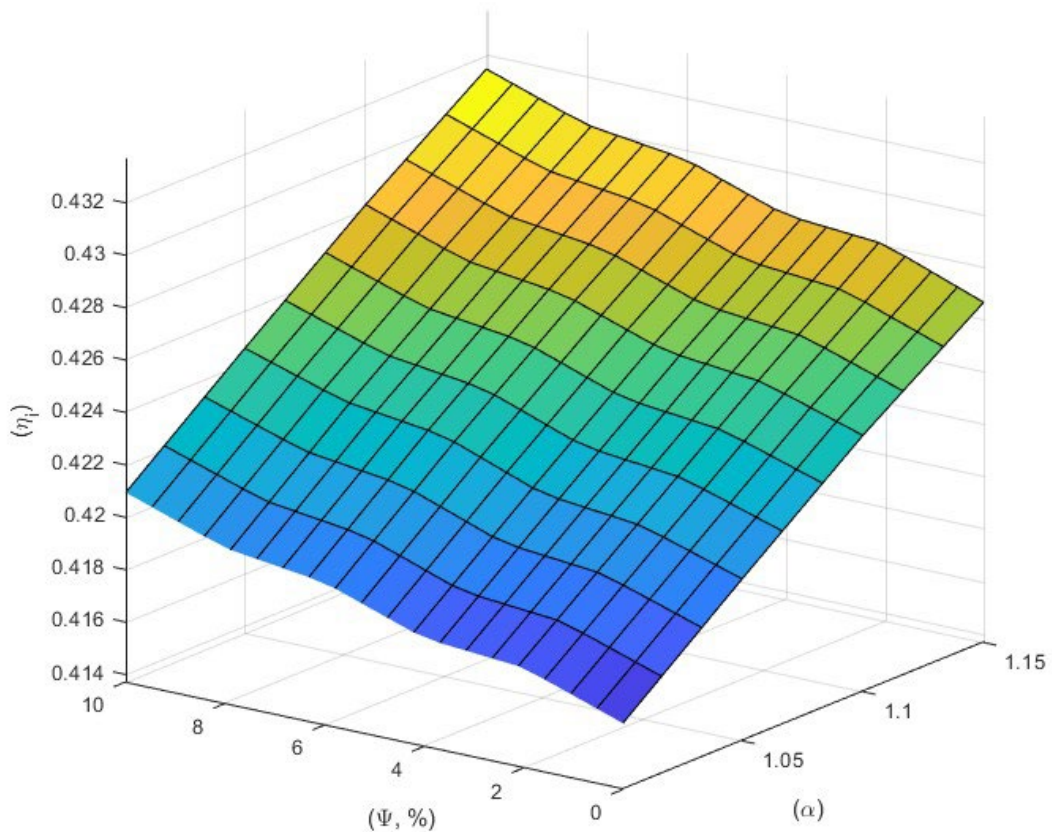


Рисунок 5.2 – Вплив величини добавки водню на індикаторний коефіцієнт корисної дії при різному значенні  $\alpha$

Отримані результати свідчать, що максимальне значення індикаторного тиску  $P_i$  досягається при роботі двигуна на бензині, без додавання водню, та при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,0$ , тобто на стехіометричній паливоповітряній суміші. При збільшенні коефіцієнта надлишку повітря (збідненні суміші) максимум тиску зміщується в напрямку зменшення частки водню. Одночасно з цим спостерігається стійке збільшення індикаторного ККД  $\eta_i$  в усьому діапазоні росту частки водню та  $\alpha$ . Зростання індикаторного коефіцієнта корисної дії при збільшенні масової частки водню у паливоповітряній суміші пояснюється сукупністю термодинамічних і хімічних факторів, що впливають на процес згоряння у двигуні. Передусім, водень володіє низкою властивостей, які сприяють

більш повному та ефективному згорянню: низькою температурою займання, високою швидкістю поширення полум'я та широким діапазоном горючості. Це означає, що при додаванні водню навіть у невеликих концентраціях поліпшується ініціація згорання та забезпечується його більш стабільний і швидкий розвиток. В результаті згорання наближається до ізохорного циклу, коли більша частина тепла виділяється на початку робочого ходу, що підвищує термічну ефективність циклу.

Також, водень сприяє ефективному процесу згорання збіднених паливоповітряних сумішей, які у звичайних умовах є нестабільними або незаймистими. При підвищенні коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  зменшується температура та теплове навантаження на елементи двигуна, а також зменшуються втрати теплоти в систему охолодження та з відпрацьованими газами. У поєднанні з добавкою водню, зниження коефіцієнту надлишку повітря не призводить до неповного згорання, яке характерно до звичайних умов, а навпаки, сприяє підвищенню ефективного ККД завдяки зменшенню ексергетичних втрат.

Виходячи з аналізу робочого процесу, характер змін  $P_i$  та  $\eta_i$  залежно від величини добавки водню та зміни коефіцієнта надлишку повітря можна пояснити наступним чином:

- додавання водню до бензину значно підвищує ідентичність послідовних циклів, що спричиняє підвищення потужності та економічності двигуна. Це відбувається завдяки стабілізації процесу згорання, де кожен робочий цикл проходить з мінімальними відхиленнями, забезпечуючи більш рівномірний розподіл тепла та тиску в циліндрах. Як наслідок, підвищується загальна ефективність роботи двигуна, знижуються втрати енергії, що в свою чергу дозволяє зменшити питому ефективну витрату палива та підвищити потужність на одиницю об'єму.

- при додаванні водню більше 6% теплоємність суміші істотно зменшується, це призводить до зменшення роботи циклу. Це пояснюється тим, що водень має значно нижчу теплоємність порівняно з бензином. Коли

теплоємність паливної суміші зменшується, це означає, що суміш може поглинати менше тепла до підвищення температури. Внаслідок цього, згоряння воднево-бензинової суміші призводить до швидшого підвищення температури і тиску в циліндрі, що може здаватися сприятливим для процесу згоряння. Однак, це також зменшує ефективну тривалість робочого циклу, оскільки швидке згоряння не дозволяє отримати максимальну корисну роботу від розширення газів. Крім того, зниження теплоємності може призводити до підвищення пікових температур, що потенційно може викликати термічне навантаження на компоненти двигуна та збільшення ризику передчасного запалювання або детонації. Це в кінцевому результаті негативно впливає на загальну роботу циклу двигуна, знижуючи його ефективність і стабільність:

- підвищення максимальної температури циклу призводить до зростання втрат теплоти на дисоціацію продуктів згоряння.
- при додаванні водню від 4% до 10% спостерігаються втрати теплоти в систему охолодження, що зумовлені високою швидкістю згоряння бензино-водневої суміші, і як наслідок, підвищенням максимальної температури циклу [73].

Таким чином, оптимальна кількість водню в паливній суміші повинна бути збалансована таким чином, щоб покращити ефективність згоряння а також ефективні та екологічні показники, але не викликати надмірного зниження теплоємності суміші, що могло б зменшити корисну роботу двигуна.

На рисунку 5.3 наведено порівняння показників ефективної потужності  $N_e$  та питомої ефективної витрати палива  $g_e$  на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. Вплив добавки водню на викиди  $CO_2$  представлено на рисунку 5.4. Об'ємна доля  $CO_2$  у продуктах згоряння визначалась за формулою:

$$rCO_2 = \frac{1}{12} \cdot C / M'_{np.32.} \quad (5.1)$$

де  $M'_{np.32.}$  – кількість продуктів згорання на 1 кг палива, кмоль.

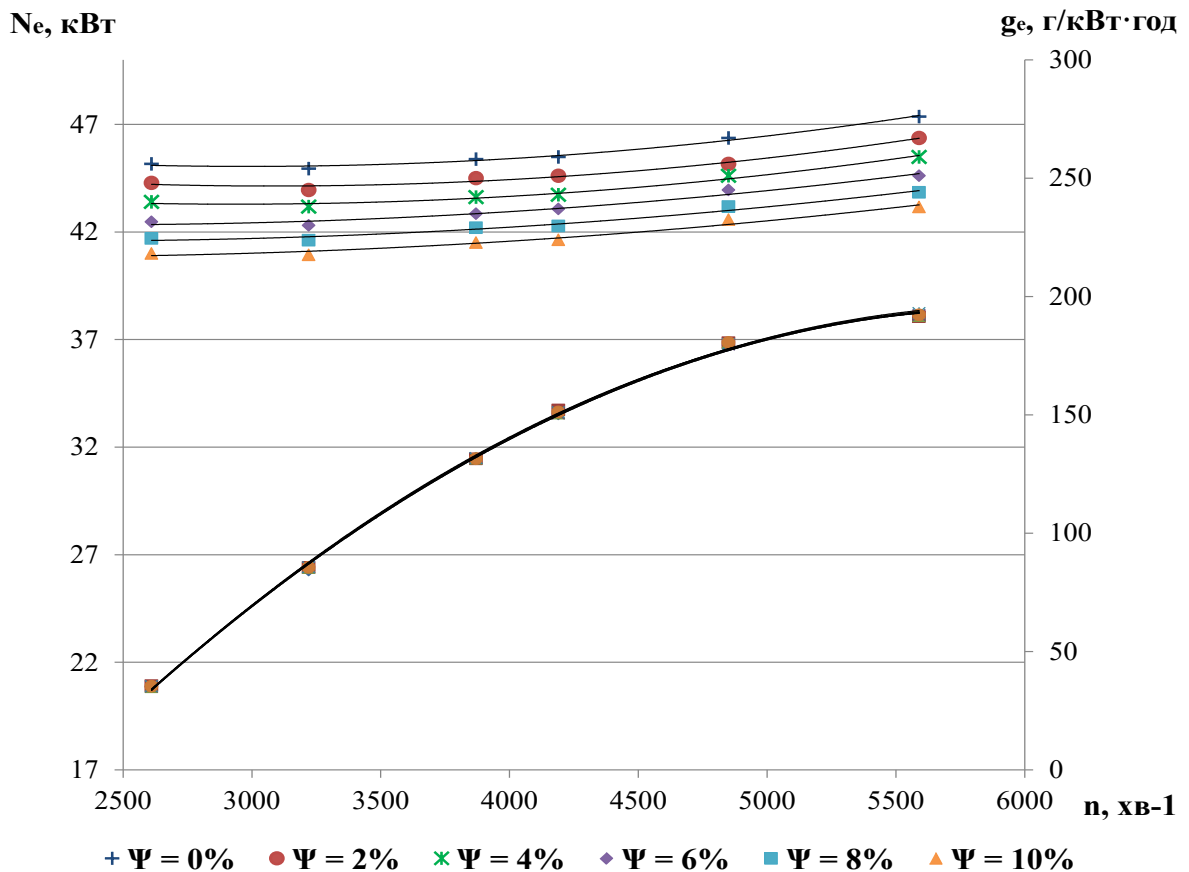


Рисунок 5.3 – Порівняльна характеристика показників ефективної потужності та питомої витрати палива на режимах ЗШХД

Аналізуючи рисунок 5.3 видно, що добавка водню сприяє істотному зниженню питомої ефективної витрати палива. Це пояснюється підвищенням ефективності процесу згорання в циліндрах двигуна. Водень має високу швидкість горіння та широкий діапазон займистості, що дозволяє забезпечити більш повне та швидке згорання паливно-повітряної суміші. Завдяки цьому, вдається досягти більшого теплового ККД, що призводить до зменшення кількості витраченого палива для вироблення тієї ж кількості енергії.

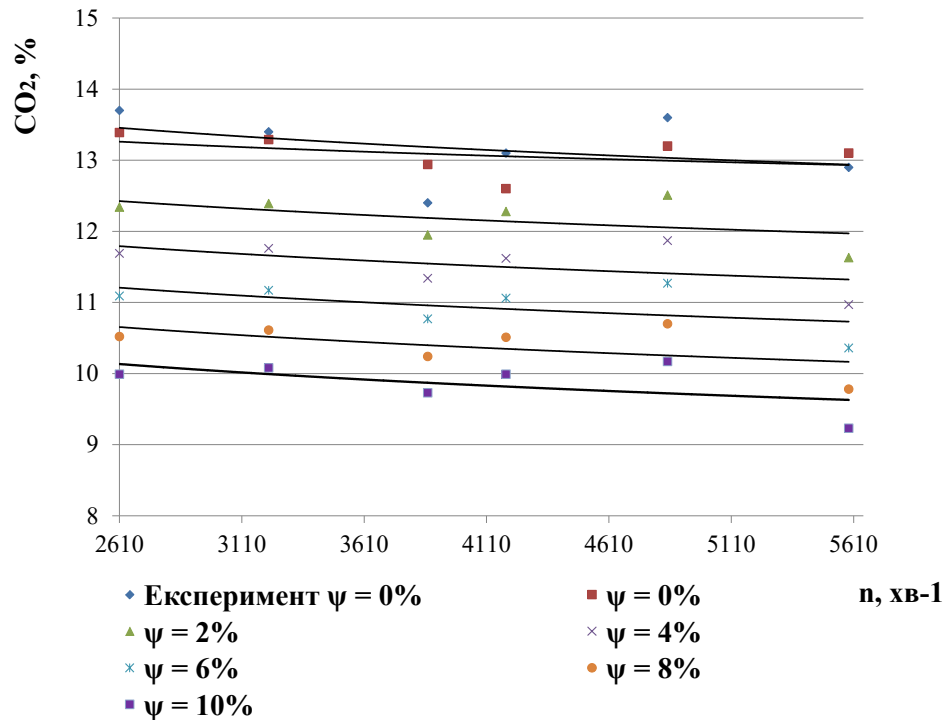


Рисунок 5.4 – Вплив добавки водню на концентрацію  $\text{CO}_2$  у ВГ на режимах зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля 4Ч 7,6/6,6

В таблиці 5.1 наведено розрахункові результати інтегрального показника ефективності  $\Delta g_e$ , який відображає зниження питомої ефективної витрати палива відповідно збільшенню добавки водню. На рисунку 5.5 показано зміну ефективних параметрів двигуна 4Ч 7,6/6,6 при роботі на режимі номінальної потужності.

Отримані результати розрахункових досліджень узгоджуються з технічними завданнями науково-дослідної роботи ДР № 0123U101839, спрямованої на впровадження технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності допоміжної енергетичної установки бронетехніки з перспективою поширеного використання. Зокрема, шляхом впровадження добавок водню, виявлено можливість зниження питомої ефективної витрати палива та підвищення ефективного ККД, зменшення емісії  $\text{CO}_2$  у відпрацьованих газах та, як наслідок, зменшення теплового сліду, що сприяє підвищенню ефективних показників та зниженню теплового випромінювання під час експлуатації силової установки.

Таблиця 5.1 – Вплив добавки водню на ефективні показники роботи двигуна на режимі номінальної потужності

$\Psi$ , %	$g_e$ , г·кВт/год	$\Delta g_e$ , г·кВт/год	$\eta_e$	$\Theta$ , град до ВМТ	$CO_2$ , об.%	$\Delta CO_2$ , об.%	$N_e$ , кВт
0	276,1	0	0,2963	36	13,19	0	38,06
2	265,8	-10,3	0,2975	32	12,51	-0,68	38,15
4	256,8	-19,3	0,2981	29	11,87	-1,32	38,2
6	248,1	-28	0,2989	25	11,27	-1,92	38,09
8	240,1	-36	0,2995	22	10,7	-2,49	38,12
10	232,2	-43,9	0,3005	18	10,17	-3,02	38,15

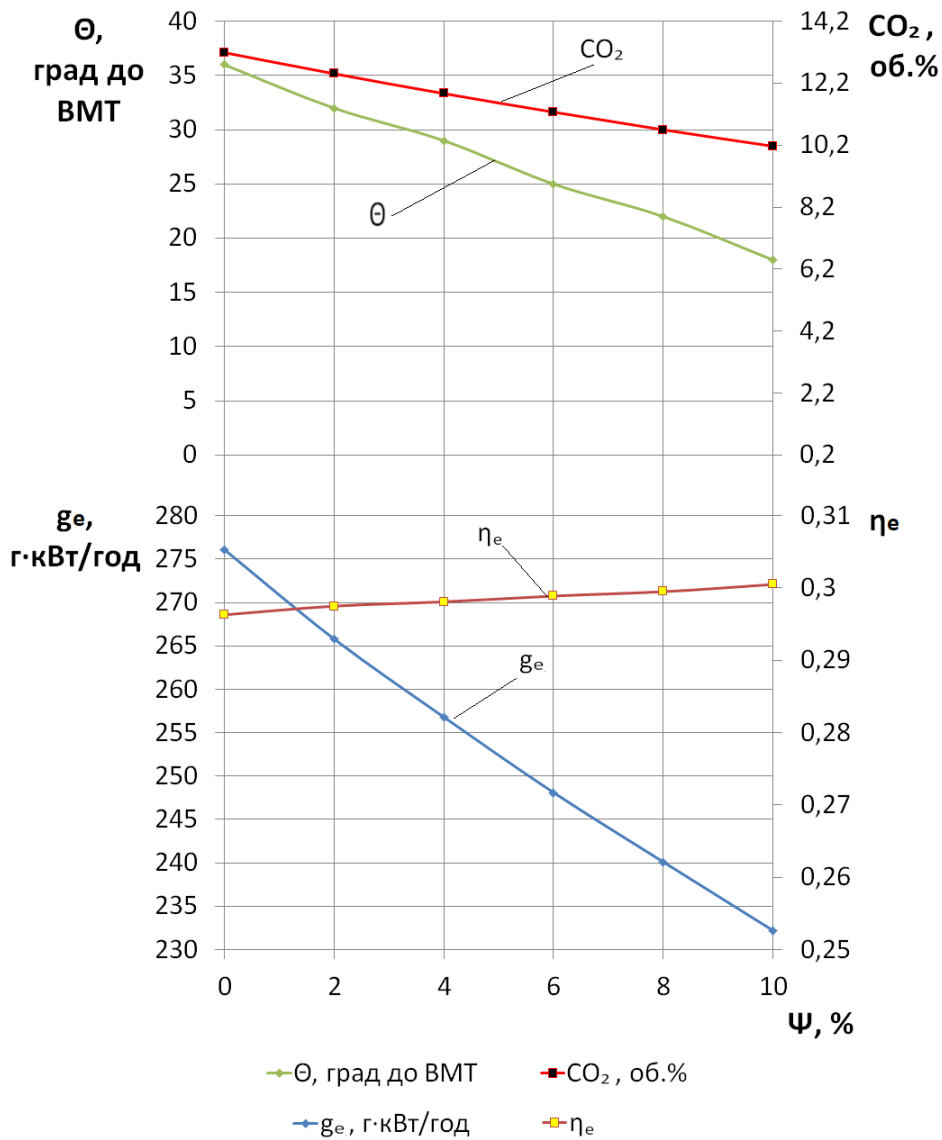


Рисунок 5.5 – Вплив добавки водню ефективні показники 4Ч 7,6/6,6 при роботі на режимі номінальної потужності

Крім того, водень має високу теплотворну здатність, що дозволяє збільшити загальну енерговіддачу суміші при його додаванні до бензину. Це сприяє утриманню рівня потужності двигуна при одночасному зниженні витрати палива.

Важливо також зазначити, що додавання водню позитивно впливає на екологічні показники двигуна, знижуючи кількість викидів шкідливих речовин, що також може опосередковано впливати на зниження питомої ефективної витрати палива.

Визначено, що кожна 2% добавка водню до бензину за масою сприяє зниженню питомої ефективної витрати палива на 2,8 - 3,8% в залежності від швидкісного режиму. Так, відповідно до результатів, представлених в таблиці 5.1, можливо досягти зниження питомої ефективної витрати палива до 16% при додаванні 10% водню за масовою часткою на режимі номінальної потужності.

Порівняльна характеристика викидів на рис. 5.5 свідчить про значний позитивний вплив добавки водню на емісію  $\text{CO}_2$  з відпрацьованими газами двигуна 4Ч7,6/6,6. Встановлено, що при додаванні водню  $\psi = 10\%$  по масі палива, об'ємна частка концентрації  $\text{CO}_2$  у ВГ знижується до 23% на кожному з режимів зовнішньої швидкісної характеристики. Визначено зростання ефективного ККД двигуна зі збільшенням добавки водню. Такий вплив добавки водню можна пояснити його фізико-хімічними властивостями, оскільки вже через 2 мс від подачі іскри відбувається займання водню, і через те, що він перебуває під високою температурою і тиском, він починає розділятися на атомарний водень. Атомарний водень дуже активний і спричиняє швидку ланцюгову реакцію, яка поширюється практично миттєво по всьому об'єму камери згоряння. Практично одночасне займання водню ініціює одночасне займання основного палива, яке згорає миттєво, не створюючи фронту полум'я, оскільки вся камера згоряння запалюється одночасно.

Згоряння з використанням добавки водню має значні переваги

порівняно зі звичайним згоранням і вважається одним із найбільш перспективних методів для декарбонізації двигунів внутрішнього згорання на транспорті.

По-перше, водень сприяє більш повному згорянню бензину, що зменшує кількість незгорілих вуглеводнів і зменшує утворення  $\text{CO}_2$  за рахунок окислення вуглецю.

По-друге, водень розбавляє паливну суміш, зменшуючи концентрацію вуглецю і, відповідно, кількість утвореного  $\text{CO}_2$  у відпрацьованих газах [74, 75]. Однак, додавання водню до бензину не дозволяє повністю усунути викиди  $\text{CO}_2$ , оскільки в складі бензину міститься вуглець.

## 5.2 Розрахунок їздового циклу NEDC концептуальної схеми гібридної силової установки

Розрахунок їздового циклу NEDC для гібридної силової установки, в якій використовується бензин з добавкою водню в якості палива для двигуна внутрішнього згорання, дозволяє оцінити ефективність силової установки на різних режимах руху. В даному дослідженні описані розрахунки для визначення потужності двигуна внутрішнього згорання, електродвигуна, витрат палива та викидів  $\text{CO}_2$  [76]. За основу взято математичну модель розрахунку їздового циклу NEDC, описану в роботах [77-79], та доопрацьовано з метою визначення впливу добавки водню до бензину на показники витрат палива та викидів  $\text{CO}_2$  з відпрацьованими газами. Розрахунки проводились для гібридної силової установки на базі двигуна 4Ч7,6/6,6 та враховуючи добавку водню до 10% від об'єму паливної суміші.

В якості базової схеми гібридної силової установки обрано послідовний тип компонування. В запропонованій схемі ведучі колеса приводяться в рух тяговим електродвигуном. Вибір максимальної потужності та частоти обертання тягового електродвигуна здійснюється з метою забезпечення необхідної динаміки розгону автомобіля. Розрахунок

динамічних характеристик розгону реалізовано за методикою Чудакова Є.А. і Яковлєва Н.А. [78], яка базується на визначенні динамічного коефіцієнта, що залежить від сили тяги, опору повітря та ваги автомобіля. Цей коефіцієнт визначає прискорення транспортного засобу в заданому діапазоні швидкостей та залежність швидкості автомобіля від часу під час розгону. Дана математична модель була успішно верифікована при виконанні розрахунків динаміки розгону автомобілів ВАЗ-2108 [77], Daewoo-Lanos [78] та ЗАЗ-Сенс [79].

Оцінку ефективності гібридної силової установки доцільно проводити в усьому діапазоні режимів експлуатації за результатами побудованої в розділі 2 зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4Ч7,6/6,6. Для розрахунків експлуатаційних параметрів автомобіля можна використовувати випробувальні цикли, які задають зміну швидкості автомобіля в залежності від часу. У даній роботі застосовано європейський їздовий цикл NEDC. У математичній моделі швидкість автомобіля на різних етапах їздового циклу описується лінійними емпіричними залежностями від часу [79]. Тяговий електродвигун живиться від батареї або генератора, який приводиться в дію двигуном внутрішнього згорання.

Для виконання розрахунків в математичній моделі використовувались наступні параметри гібридної силової установки:

- Номінальна потужність бензинового двигуна  $N_{en} = 38$  кВт.
- Номінальна потужність електродвигуна  $N_{edv} = 38$  кВт.
- Максимальна частота обертання ДВЗ  $n_n = 5590$  хв<sup>-1</sup>.
- Питома ефективна витрата палива на режимі номінальної потужності при роботі двигуна на бензині  $g_e = 0,275$  кг/кВт · год.
- Параметри трансмісії: передаточні відношення  $u_{k1} = 3.454$ ,  $u_{k2} = 2.056$ ,  $u_{k3} = 1.333$ ,  $u_{k4} = 0.969$ ,  $u_{k5} = 0.828$ ; ККД трансмісії  $\eta_{tr} = 0,9$ ; маса автомобіля  $m_{avt} = 1600$  кг; коефіцієнт опору повітря  $k_{kkk} = 0.34$ , статичний радіус колеса  $r_{st} = 0,2794$  м.
- Параметри рекуперації енергії:  $rek = 1$  (рекуперація включена).

### 5.2.1 Розрахунок шкали часу та швидкості

Для опису руху автомобіля за циклом NEDC створена шкала часу, яка дискретизується з кроком в 1 секунду на всьому інтервалі випробувального циклу. Швидкісний профіль (рисунок 5.6) розраховується на основі стандартних координат часу  $t_i$  та значень швидкості  $v_i$  на кожній стадії циклу. Формула для розрахунку швидкості на кожній стадії:

$$v(t) = \begin{cases} \frac{v_i(t-t_{i-1})}{t-t_{i-1}} \\ v_i \end{cases}, \quad (5.2)$$

$$t_{i-1} \leq t \leq t_i,$$

$$t = t_i.$$

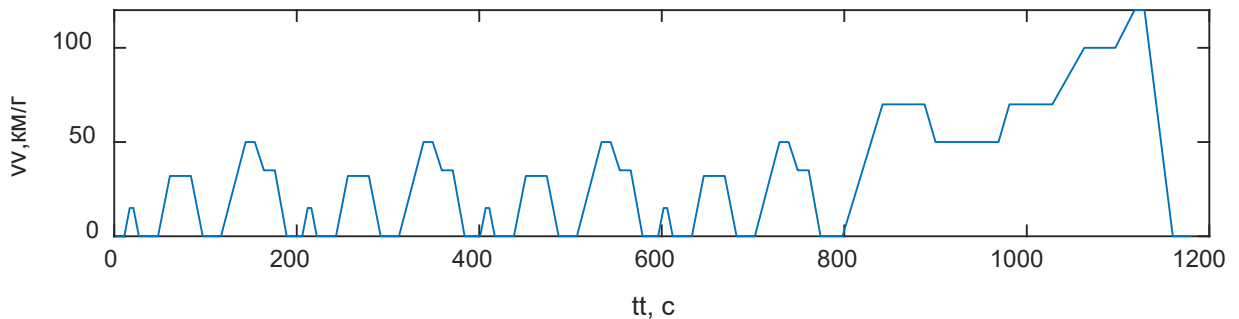


Рисунок 5.6 – Швидкісний профіль гібридного приводу

### 5.2.2 Розрахунок потужності та прискорення

Прискорення автомобіля в кожну секунду випробувального циклу визначається різницею швидкості в поточний момент часу та в попередній:

$$a(t) = \frac{v(t+1) - v(t)}{3,6} \quad (5.3)$$

Потужність, що необхідна для подолання сил опору, визначається як сума потужності для подолання аеродинамічного опору, опору кочення та сили тяжіння автомобіля:

$$N_{sum}(t) = \frac{v(t)}{3600 \cdot \eta_{tr}} + \left( \frac{k_{kkk} \cdot b_{rr} \cdot h_{rr} \cdot v(t)^2}{12,96} + m_{avt} \cdot g \cdot \psi_d + m_{avt} \cdot a(t) \right) \quad (5.4)$$

де  $b_{rr}$  та  $h_{rr}$  – ширина та висота автомобіля,  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\psi_d$  – коефіцієнт опору дороги.

Потужність ДВЗ розраховувалась на основі зовнішньої швидкісної характеристики. При цьому використовувалась наступна залежність:

$$N_{en}(t) = N_{en} \cdot \left( \alpha_1 \frac{n(t)}{n_n} + \alpha_2 \left( \frac{n(t)}{n_n} \right)^2 - \alpha_3 \left( \frac{n(t)}{n_n} \right)^3 \right), \quad (5.5)$$

де  $n(t)$  – частота обертання колінчатого валу двигуна,  $n_n$  – максимальна частота обертання,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – емпіричні коефіцієнти.

Електродвигун використовувався для рекуперації енергії та на режимах часткових навантажень, залежно від рівня заряду акумулятора (рисунок 5.7). Потужність рекуперації розраховувалась як:

$$N_{recup}(t) = \min(|N_{sum}(t)|, N_{edv}), \quad (5.6)$$

де  $N_{edv}$  – потужність електродвигуна.

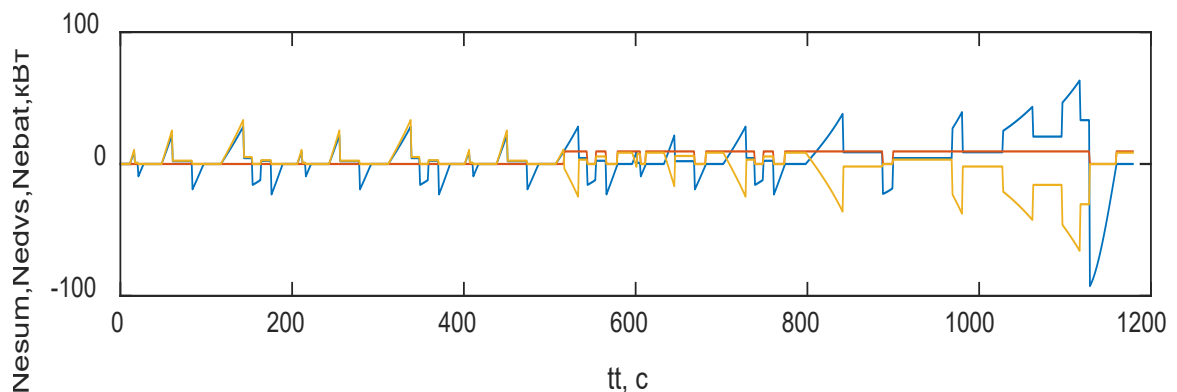


Рисунок 5.7 – Графік потужності ДВЗ та електродвигуна з урахуванням рекуперації

### 5.2.3 Розрахунок витрат палива та викидів $\text{CO}_2$

Додавання водню до паливної суміші призводить до значного

скорочення витрат бензину завдяки високій теплотворній здатності водню і його ефективному використанню в процесі згоряння. Водень має більш високу питому теплоту згоряння (близько 120 МДж/кг) порівняно з бензином (близько 44 МДж/кг), що дає змогу використовувати меншу кількість палива для отримання тієї самої потужності.

Витрату палива на кожному етапі випробування визначали формулою:

$$G_f(t) = \frac{N_{en}(t) \cdot g_e}{3600}, \quad (5.7)$$

де  $g_e$  – питома ефективна витрата палива.

Рисунок 5.8 ілюструє вплив добавки водню на витрату палива в гібридному приводі. На основі розрахунку витрати палива при збільшенні частки водню в паливі можна бачити, що вже при 5%-вій добавці водню витрата палива на 100 км пробігу знижується на 5,09% порівняно з чистим бензином. За 10% концентрації водню зниження витрати палива становить 10,2%.

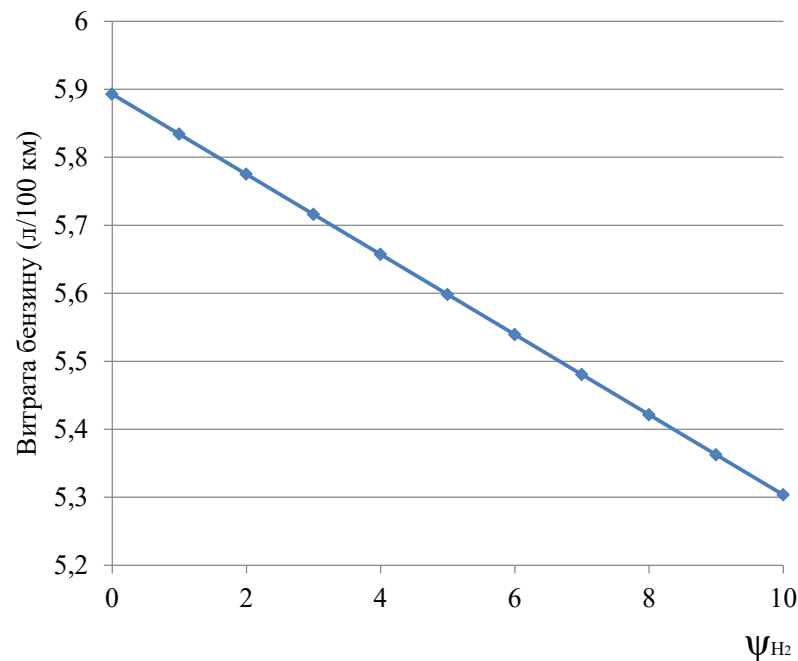


Рисунок 5.8 – Вплив добавки водню на показники витрат бензину

На графіку видно, що зниження витрати палива відбувається лінійно до певної міри добавки водню. Це показує, що водень у малих концентраціях

значно покращує паливну ефективність, особливо за часткового навантаження на двигун.

Зниження викидів  $\text{CO}_2$  - один із ключових ефектів додавання водню в бензинову паливну суміш. Це особливо актуально в контексті глобальних енерго-еколого-кліматичних викликів, які вимагають термінового впровадження рішень для декарбонізації транспорту [80, 81]. Водень не містить вуглецю, це означає, що при його спалюванні не утворюється  $\text{CO}_2$ . Таким чином, чим більше водню додається в паливо, тим менше вуглекислого газу виділяється в атмосферу.

Для розрахунку викидів  $\text{CO}_2$  використовувалась залежність, яка враховує долю водню в суміші палив:

$$E_{\text{CO}_2}(t) = G_f(t) \cdot (1 - \Psi_{\text{H}_2}) \cdot m_{\text{CO}_2 \text{ gasoline}}, \quad (5.8)$$

де  $\Psi_{\text{H}_2}$  – відсоток водню в паливній суміші;

$m_{\text{CO}_2 \text{ gasoline}}$  – вміст двоокису вуглецю в 1 літрі палива.

За результатами розрахунків, представлених на рисунку 5.9, викиди  $\text{CO}_2$  на 100 км зменшуються пропорційно збільшенню вмісту водню в паливі.

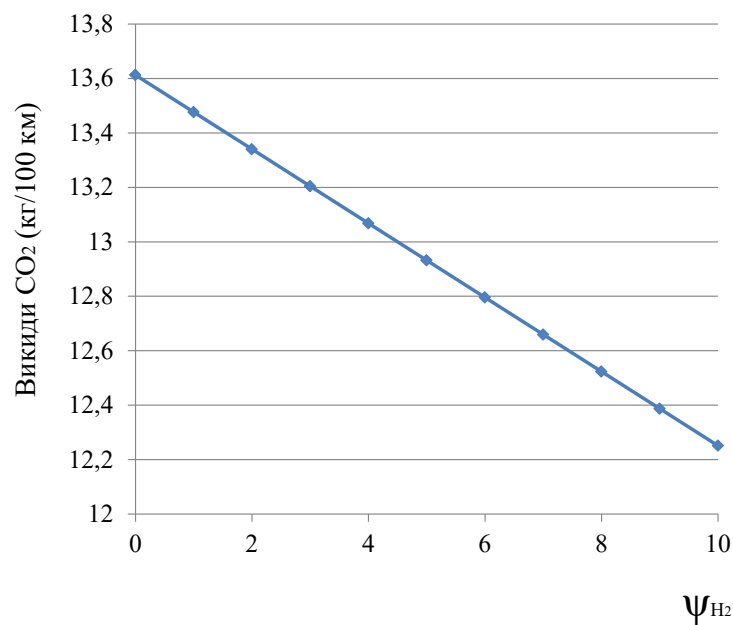


Рисунок 5.9 – Вплив добавки водню на викиди  $\text{CO}_2$

Результати розрахунків, представлені у вигляді графіка на рисунку 5.9 свідчать про доцільність використання водню для покращення екологічних характеристик гібридних силових агрегатів на шляху до декарбонізації транспорту. Це значне зниження, особливо для гібридних установок, які за базових умов демонструють низькі рівні викидів завдяки ефективному використанню енергії від акумуляторів.

Графік підтверджує теоретичні припущення про зниження викидів CO<sub>2</sub> зі збільшенням відсотка водню. Важливо відзначити, що навіть за невеликих часток водню викиди CO<sub>2</sub> скорочуються значними темпами.

У результаті проведених розрахунків шляхом моделювання їздового циклу NEDC з використанням гібридної силової установки, що працює на бензині з додаванням водню, можна зробити такі висновки про вплив водню на ключові показники:

Зниження витрати палива. Введення водню в паливну суміш дає змогу скоротити витрату бензину, оскільки водень має високу питому теплоту згоряння і підвищує загальну ефективність роботи ДВЗ. За результатами розрахунків, у разі збільшення відсотка водню в суміші до 10%, спостерігається значне зменшення витрати палива на 100 км пробігу. Цей ефект особливо помітний на ділянках із малим та середнім навантаженням на двигун, де гібридна установка використовує переважно рекуперацію енергії та оптимізоване спалювання палива.

Декарбонізація. Оскільки водень не містить вуглецю, його додавання зменшує кількість CO<sub>2</sub>, що утворюється під час згоряння паливної суміші. Додавання 2% водню призводить до зниження викидів CO<sub>2</sub> на 2,2%. Збільшення вмісту водню до 10% зменшує викиди CO<sub>2</sub> з 13,6 кг/100 км до 12,23 кг/100 км, що відповідає зменшенню на 1,4 кг/100 км або 10,3%. Цей ефект підтверджує доцільність використання водню для покращення екологічних характеристик гібридних силових агрегатів на шляху до декарбонізації транспорту.

Стабілізація роботи двигуна на низьких навантаженнях. Водень

позитивно впливає на стійкість роботи двигуна на холостому ході і при малих навантаженнях. Це пов'язано з його високою займистістю, яка покращує процес згоряння за низьких температур, що особливо важливо для гібридних установок, де двигун часто працює в режимі часткового навантаження. У результаті, підвищується ефективність і зменшується неповне згоряння палива.

Необхідність оптимізації паливної суміші. Незважаючи на позитивний вплив водню на зниження викидів та економію пального, занадто висока концентрація водню може вимагати модифікацій у налаштуванні двигуна. Це пов'язано з більш високою швидкістю згоряння водню і його впливом на температурний режим роботи ДВЗ. Для стабільної роботи гібридної установки рекомендується підтримувати оптимальний баланс водню і бензину в суміші, що також враховано в розрахунках.

Таким чином, добавка водню до паливної суміші істотно покращує як економічні, так і екологічні показники гібридної силової установки в рамках їздового циклу NEDC. Застосування водню дає змогу досягти значного скорочення викидів CO<sub>2</sub> і поліпшення паливної ефективності, що робить цей підхід перспективним для майбутніх розробок транспортних засобів із низьким рівнем викидів відповідно до сучасних європейських вимог.

Методика розрахунку їздового циклу NEDC, описана в цьому розділі, дає змогу моделювати роботу гібридної силової установки з використанням різних відсоткових часток водню в паливі. Дана модель надає можливість оцінки ефективності силової установки, а також її екологічних характеристик.

### 5.3 Узагальнення та рекомендації для використання результатів дисертаційного дослідження

У ході дисертаційного дослідження проведено комплексний аналіз сучасних світових тенденцій розвитку гібридних силових установок та їх

ролі в контексті стратегії декарбонізації автомобільного транспорту.

У відповідності з традиційно прийнятим академічною спільнотою до аналізу наукових досліджень була сформована науково-технічна проблема (сторінка 7). Були визначені методи досліджень (сторінка 8), виконано аналіз статистики патентування та патентування за обраною тематикою (327 575 патентів) та вибрано для детального аналізу 20 патентів за напрямком вдосконалення обраного типу СУ. Виконано експериментальні та розрахункові дослідження, за результатами яких сформована база даних. Грунтуючись на отриманих даних, методом інтерполяції отримано характеристику впливу добавок водню в дослідному двигуні на показники індикаторного тиску та ККД в умовах збіднення паливоповітряної суміші (сторінки 120, 121).

Дослідження довело, що використання гібридних технологій із додаванням водню до традиційного палива дозволяє значно зменшити рівень викидів CO<sub>2</sub>, покращити паливну ефективність і забезпечити стабільну роботу двигунів у складі ГСУ. Запропоновані математичні моделі та експериментальні методи дали змогу кількісно оцінити вплив водневих добавок на параметри роботи двигуна, що дозволяє точніше прогнозувати їх ефективність у реальних експлуатаційних умовах.

Отримані результати мають важливе значення для подальшого розвитку силових установок наземного транспорту, оскільки сприяють вдосконаленню конструкцій гібридних силових установок та розробці нових екологічних стандартів. Запропоновані концептуальні рішення щодо модернізації двигунів внутрішнього згоряння, адаптації їх до роботи на сумішах водню та традиційного палива можуть бути використані у виробництві транспортних засобів наступного покоління. Крім того, розроблені методики розрахунку та математичного моделювання можуть знайти застосування у наукових дослідженнях, освітньому процесі та в розробці стратегій зниження викидів CO<sub>2</sub> у транспортному секторі.

Практичне впровадження результатів дослідження можливе через

інтеграцію розроблених технологічних рішень у виробництво гібридних СУ, а також у процеси удосконалення міської та міжміської транспортної інфраструктури. Крім того, отримані дані можуть бути використані для формування державних програм підтримки впровадження екологічних технологій у транспортному секторі та сприяння розвитку альтернативної енергетики.

Таким чином, отримані практичні результати можуть бути використані в подальшому розвитку автомобільного транспорту, а саме:

- Результати дослідження ефективності та впливу силових установок різних типів на навколишнє середовище рекомендовано до використання при формуванні нових, сучасних транспортних стратегій.

- Розроблену математичну модель розрахунку робочого процесу двигуна 4Ч7,6/6,6, що враховує добавку водню до традиційного палива рекомендовано до використання при дослідженні робочих процесів в схожих за конструкцією та параметрами бензинових двигунах з іскровим запалюванням.

- Запропонована концепція гібридної силової установки на базі бензинового двигуна, що працює з добавкою водню до традиційного палива може бути використана при розробці сучасного екологічного автомобільного транспорту.

- Розроблена математична модель їздового циклу рекомендована для дослідження ефективності гібридної силової установки послідовного типу на базі бензинового ДВЗ з врахуванням добавки водню до традиційного палива.

- За результатами проведених досліджень подано заявку на корисну модель, яка стосується способу живлення чотиритактного двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням шляхом безпосереднього впорскування водню в циліндри. Розроблена гібридна система живлення, що поєднує розподілене впорскування бензину з безпосереднім впорскуванням

водню, забезпечує формування збідненої або стратифікованої паливної суміші з підвищеною теплою згоряння. Це дозволяє підвищити паливну економічність, знизити викиди CO<sub>2</sub> та тепловий слід, що особливо актуально для сучасних силових установок автомобільного транспорту, а також відповідає актуальним вимогам щодо екологічності та енергоефективності.

Результати дисертаційної роботи можуть стати основою для подальших наукових досліджень та практичних розробок у сфері екологічно чистого транспорту, сприяючи досягненню цілей Сталого розвитку ООН та зменшенню негативного впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище.

#### Висновки до розділу 5

У результаті проведених розрахункових досліджень було визначено вплив добавки водню до бензинової паливної суміші на робочі, техніко-економічні та екологічні показники двигуна внутрішнього згоряння 4Ч7,6/6,6, а також на ефективність гібридної силової установки при моделюванні за їздовим циклом NEDC.

1. Дослідження показало, що додавання водню у кількості від 2% до 10% за масовою часткою істотно впливає на показники середнього індикаторного тиску ( $P_i$ ) та індикаторного ККД ( $\eta_i$ ). Оптимізація складу паливної суміші дозволяє підвищити ефективність процесу згоряння за рахунок покращення ідентичності послідовних циклів. Завдяки цьому підвищується потужність і економічність двигуна. Стабільне згоряння з мінімальними відхиленнями забезпечує рівномірний розподіл тепла і тиску в циліндрах, що сприяє зниженню питомої ефективної витрати палива та підвищенню потужності на одиницю об'єму.

Однак при збільшенні концентрації водню понад 6% спостерігається зниження теплоємності паливної суміші. Це призводить до швидкого підвищення температури й тиску в циліндрі, що зменшує ефективну тривалість робочого циклу та може викликати термічне навантаження на

компоненти двигуна. У таких умовах підвищується ризик передчасного запалювання або детонації, що негативно впливає на ефективність і стабільність роботи двигуна.

2. Економічні показники дослідження свідчать про те, що додавання водню до бензину призводить до значного зниження питомої ефективної витрати палива. Кожні 2% водню у паливній суміші забезпечують зниження витрати палива на 2,8% - 3,5% залежно від режиму роботи двигуна. Аналіз даних показує, що при 10% концентрації водню витрата палива знижується на 10,2% на 100 км пробігу порівняно з використанням чистого бензину.

3. Екологічні характеристики двигуна також значно покращуються при використанні водню. Додавання водню до бензину сприяє зниженню об'ємної частки викидів  $\text{CO}_2$  у відпрацьованих газах. Було встановлено, що при 10%-вій добавці водню об'ємна частка  $\text{CO}_2$  знижується до 10,3% на різних режимах роботи двигуна. Це зниження пов'язане з тим, що водень не містить вуглецю, а його присутність у паливній суміші сприяє повнішому згорянню бензину та зменшенню кількості незгорілих вуглеводнів.

4. Розрахунок їздового циклу NEDC для гібридної силової установки з додаванням водню показав, що цей підхід забезпечує підвищення загальної ефективності транспортного засобу. Використання водню у паливній суміші дозволяє не лише знизити витрату палива, а й покращити стабільність роботи двигуна на малих навантаженнях. Це особливо важливо для гібридних СУ, де двигун внутрішнього згорання часто працює у режимах часткових навантажень та рекуперації енергії.

5. Результати дослідження узгоджуються з метою науково-дослідної роботи ДР № 0123U10183, яка передбачає впровадження технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності допоміжної енергетичної установки бронетехніки з перспективою поширеного використання. Дослідження підтвердило, що впровадження воднево-бензинової суміші не лише покращує паливну економічність та сприяє підвищенню ефективного ККД, але й зменшує тепловий слід за рахунок зниження об'ємної частки  $\text{CO}_2$  у ВГ,

що є критично важливим для зниження можливості виявлення в ІЧ-спектрі таких силових установок. Таким чином, отримані результати сприяють підвищенню експлуатаційних і ефективних показників силової установки.

Також необхідно враховувати можливі технічні виклики, пов'язані зі збільшенням температурного навантаження та ризиком детонації при високих концентраціях водню. Оптимальне співвідношення водню та бензину у паливній суміші дозволяє досягти балансу між підвищенням ефективності двигуна та збереженням його надійності й стабільності роботи.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота направлена на вирішення важливої науково-технічної проблеми, яка пов'язана з підвищенням паливної ефективності та декарбонізацією силових установок наземного транспорту. Результати досліджень, проведених в рамках дисертаційної роботи, підтверджують актуальність теми зменшення впливу автомобільного транспорту на довкілля шляхом підвищення паливної ефективності та декарбонізації силових установок. Особливу увагу було приділено комплексному використанню водню як добавки до традиційних видів палива для бензинових двигунів внутрішнього згорання та впровадженню гібридних силових установок. Це дало змогу оцінити економічність і екологічність запропонованих рішень у сучасному транспортному секторі.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи:

1. Проведений аналіз засвідчив наявність вагомego негативного впливу автомобільного транспорту на екологію через викиди парникових газів, твердих часток та оксидів азоту. Порівняння силових установок різних типів (бензинових, дизельних, гібридних та електромобілів) показало, що найбільш ефективним із точки зору зниження викидів CO<sub>2</sub> є використання гібридних СУ. Визначено, що електромобілі мають мінімальні викиди під час експлуатації, а також спричиняють непряму емісію CO<sub>2</sub> у процесі та з урахуванням сучасного стану сукупності технологій виробництва електроенергії, що необхідна для їх підзарядки.

2. Аналіз патентної активності у сфері автомобільних силових установок виявив, що найбільша кількість патентів стосується вдосконалення електромобілів. Аналіз статистики за останні десять років свідчить про підвищення динаміки патентування в напрямку вдосконалення ГСУ у 1,37 рази, електромобілів у 1,3 рази та для напрямку водневі силові установки у 26 разів. Це свідчить про активний розвиток напрямку вдосконалення ГСУ, демонструючи перспективи впровадження нових

рішень щодо поліпшення паливної економічності та зменшення викидів CO<sub>2</sub> в навколишнє середовище.

3. Декарбонізація двигунів внутрішнього згоряння є важливим напрямом у зниженні викидів парникових газів у транспортному секторі. Основні шляхи декарбонізації включають застосування низьковуглецевих та безвуглецевих палив, а також їх добавок до основного палива, та часткова або повна електрифікація транспортного сектору.

4. Використання водню в якості палива для транспортних енергетичних установок знаходиться на етапі дослідно-промислової експлуатації, особливо це стосується технологій зберігання та транспортуванням на борту автомобіля. В зв'язку з цим, найближчою перспективою є використання водню в якості добавки до основного палива силових установок транспортних засобів.

5. В роботі запропоновано концептуальну схему для двигуна 4Ч7,6/6,6, який розглядається як макетний зразок, адаптований для роботи з добавкою водню до традиційного палива у складі гібридної силової установки. Запропоновані конструктивні зміни двигуна, що стосуються подачі палива, процесу сумішоутворення, модифікації системи запалення та вентиляції картеру та дозволяють ефективно інтегрувати систему впорскування водню, що сприяє зниженню викидів CO<sub>2</sub> та підвищенню паливної ефективності двигуна. За результатами дослідження подано заявку на корисну модель, що стосується способу живлення чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням шляхом безпосереднього впорскування водню в циліндри.

6. Експериментальні випробування двигуна 4Ч7,6/6,6 проведені з метою отримання зовнішньої швидкісної характеристики та експериментальних індикаторних діаграм дозволили ідентифікувати математичну модель розрахунку робочого процесу бензинового двигуна та провести розрахункові дослідження за тематикою дисертації.

7. Математична модель робочого процесу ДВЗ, розроблена в рамках роботи, дозволяє прогнозувати зміни показників роботи двигуна при різних

концентраціях водню. Застосування запропонованих залежностей для визначення параметрів моделі I.I. Вібе дало змогу описати процес згоряння паливної суміші з високою точністю. Отриманий результат дуже добре узгоджується з експериментальними дослідженнями інших авторів. Розроблена модель враховує склад паливної суміші та вміст  $\text{CO}_2$  в відпрацьованих газах.

8. Отримані результати розрахунку їздового циклу NEDC показують, що 10 % добавка водню до бензину за масою сприяє зниженню питомої ефективної витрати палива на 10,2%, та зниження вмісту  $\text{CO}_2$  на 10,3% у відпрацьованих газах.

10. Сформовані узагальнення та пропозиції щодо подальшого використання результатів дисертаційного дослідження. Результати дисертаційного дослідження впровадженні у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при проведенні науково-дослідних робіт за напрямком, зокрема, нормування на автомобільному транспорті витрати палива, електричної енергії, розроблення відповідного національного стандарту, дослідження використання добавки водню до традиційних палив та використані в освітньому процесі кафедри «Двигунів та гібридних енергетичних установок» НТУ «ХПІ».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. European Patent Office (EPO). URL: <https://www.epo.org/en>
2. Mishchenko, M. (2024). Defining innovative areas and prospects to develop the patenting of technological advances in the automotive power plant industry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(13 (127)), 92–102. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.298643>
3. White Paper of the European Commission - Plan for the Development of a Single European Transport Area - Towards a competitive and resource-efficient transport system, EU Publishing Center in Luxembourg, 2011, pp. 28. URL: [https://brdo.com.ua/wp-content/uploads/2016/01/1\\_Bila-knyga-transport-plan-rozvytku-yedynogo-yevropey-skogo-transportnogo-prostoru-na-shlyahu-do-konkuretnospromozhnoi-ta-resursoefektyvnoi-.pdf](https://brdo.com.ua/wp-content/uploads/2016/01/1_Bila-knyga-transport-plan-rozvytku-yedynogo-yevropey-skogo-transportnogo-prostoru-na-shlyahu-do-konkuretnospromozhnoi-ta-resursoefektyvnoi-.pdf)
4. What is the German government doing for the climate? URL: <https://www.bundesregierung.de/breg-en/issues/climate-action/government-climate-policy-1779414#:~:text=Under%20the%20Climate%20Action%20Programme,coal%20to%20generate%20electric%20power.>
5. Überblick umwelt Berlin. URL: <https://www.statistik-berlin-brandenburg.de/wirtschaft/umwelt>
6. Ile jest samochodów w Warszawie? Ze spisu wynika aż 1,7 miliona. Od lat te liczby rosną. URL: <https://warszawa.naszemiasto.pl/ile-jest-samochodow-w-warszawie-ze-spisu-wynika-az-1-7/ar/c1-9194555>
7. VW Golf 1.4 TSI (2013) review. URL: <https://www.carmagazine.co.uk/car-reviews/volkswagen/vw-golf-14-tsi-2013-review/>
8. Volkswagen Golf GTE (2014) review. URL: <https://www.carwow.co.uk/volkswagen/golf-gte/2017#gref>
9. Volkswagen e-Golf. URL: <https://hev cars.com.ua/volkswagen/e-golf-36kwh-2017/>

10. Патент Honda Motor Corporation (US 6956298 18.10.2005). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/032652815/publication/US6956298B2?q=US6956298&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/032652815/publication/US6956298B2?q=US6956298&search_type=patents)

11. Патент Mitsubishi Heavy Industries (US7635039 22.12.2009). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/034792125/publication/US7635039B2?q=US7635039&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/034792125/publication/US7635039B2?q=US7635039&search_type=patents)

12. Патент Nissan Motor Corporation (US 6026921 22.02.2000). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/013487862/publication/US6026921A?q=US%206026921&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/013487862/publication/US6026921A?q=US%206026921&search_type=patents)

13. Патент Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha (GB2305643 16.04.1997).  
 URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/017258648/publication/GB2305643A?q=GB2305643&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/017258648/publication/GB2305643A?q=GB2305643&search_type=patents)

14. Патент ZF Friedrichshafen KG (US6705416 16.03.2004). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/007905101/publication/US6705416B1?q=US6705416&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/007905101/publication/US6705416B1?q=US6705416&search_type=patents)

15. Патент Stridsberg Innovation AB(US 6740002 25.05.2004). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/027580583/publication/US6740002B1?q=US%206740002&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/027580583/publication/US6740002B1?q=US%206740002&search_type=patents)

16. Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (US5722502 03.03.1998). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/026441835/publication/US5722502A?q=US5722502&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/026441835/publication/US5722502A?q=US5722502&search_type=patents)

17. Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (US200930100 10.12.2009). URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/026441835/publication/US200930100?q=US200930100&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/026441835/publication/US200930100?q=US200930100&search_type=patents)

18. Патент US6876098. URL:  
[https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/034376452/publication/US6876098B1?q=US6876098&search\\_type=patents](https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/034376452/publication/US6876098B1?q=US6876098&search_type=patents)

19. Maher A.R. Sadiq Al-Baghdadi, Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission

characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel, *Renewable Energy*, Volume 29, Issue 15, 2004, Pages 2245-2260, ISSN 0960-1481, URL:<https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.002>.

20. Lahane, Dr. Subhash V. & Thakar, Ram & Bhosle, Santosh. (2018). A Review on Waste Heat Recovery from Internal Combustion Engines. *International Journal of Computers and Applications*. 12. 1-4.

21. Bumby, J. & Crossland, S. & Carter, Jeff. (2007). Electrically assisted turbochargers: Their potential for energy recovery. *IET Conference Publications*. 43 - 52. URL:<https://doi.org/10.1049/cp:20060612>

22. Mohseni, Naser & Bayati, Navid & Ebel, Thomas. (2023). Energy Management Strategies of Hybrid Electric Vehicles: a Comparative Review. *IET Smart Grid*. URL:<https://doi.org/10.1049/stg2.12133>.

23. Stocky, J. F. An Examination of the Performance of Spark Ignition Engines Using Hydrogen-Supplemented Fuels [Текст] / J. F. Stocky, M. W. Dowdy, T.G. Vanderbrug // California Institute of Technology. SAE paper No. 750027. 1975.

24. Sher, E. Measurement and Predictions of the Performance and Emissions of a SX Engine Fueled With Hydrogen-Enriched Gasoline [Текст] / E. Sher, Y. Hacoheh // Beer Sheva, Israel, 1988.

25. Elemam, S. H. A Study on the Combustion of Alternative Fuels in Spark- Ignition Engines [Текст] / S. H. Elemam, A.A. Desoky // *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol 10, No. 7-8, pp. 497-504,1985

26. Das, L. M. Fuel Induction Techniques For a Hydrogen Operated Engine [Текст] / *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 15, No. 11, pp. 833-842,1990.

27. Shudo, T. Thermal Efficiency Analysis in a Hydrogen Premixed Combustion Engine [Текст] / T. Shudo, Y. Nakajima, T. Futakuchi // *JSAE Review*, Vol 21, pp. 177-182, 2000.

28. Das, L. Exhaust Emission Characterization of Hydrogen-Operating Engine System: Nature of Pollutants and Their Control Techniques [Текст] / International Journal of Hydrogen Energy, VoL 16, No. 11, pp. 765-775, 1991.

29. Биков Г.А. Детонаційні обмеження при використанні альтернативних палив у двигунах із іскровим запалюванням. // Екотехнології та ресурсозбереження. – 1995. – №3. – С. 3 – 9.

30. Аксьонова І. М. Математичне моделювання спалювання ТПВ у циклонній топці. - 2007.

31. Талда Г.Б. Підвищення паливної економічності та зниження токсичності бензинових двигунів добавкою водню до бензину // Дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук. - Харків, 1984. - 213 с.

32. Левтеров А. М. Експериментальний зразок водневого автомобіля на базі моделі ГАЗ-2705/А. М. Левтеров, Ст. Д. Савицький // Автомобільний транспорт. – 2008. – Вип. 22. - С. 17-23. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/at\\_2008\\_22\\_2](http://nbuv.gov.ua/UJRN/at_2008_22_2)

33. Prospects of Using Hydrogen Microaddition to Improve Diesel Engine Ecological Indicators / A.M. Avramenko, A.M. Lievtierov, V.M. Bhandsev, N.Yu. Hladkova, V.M. Kirieieva // Проблеми машинобудування. — 2019. — Т. 22, № 2. — С. 70-75.

34. Марченко А.П. Універсальний автоматизований стенд для випробувань ДВС/А.П. Марченко, А.О. Прохоренко, Д.Є. Самойленко, Д.В. Мешков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2006. – С. 140.

35. Пойда О.М. Основні засади індиціювання двигунів дискретними пристроями. // Двигунобудування. - 1982. - № 8. - С. 24-28.

36. Пойда А.Н., Смолін Ю.А., Сухопаров С.С. Основні засади статистичної обробки індикаторних діаграм за допомогою цифрових комплексів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 1985.- №. 42.- С. 23-28.

37. Прохоренко А.О. Вибір раціональної кількості робочих циклів для усереднення індикаторної діаграми / А.О. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2006. - № 2. - С. 95-96.

38. Дорохов А.Ф. Аналіз показників робочого циклу, отриманих розрахунковим та експериментальним шляхом, при різних способах організації робочого процесу у ДВС / А.Ф. Дорохов, С.А. Каргін, А.П. Ісаєв // Вісник машинобудування, 2007. - № 2. - З. 11–17.

39. Марченко А. П., Прохоренко А. О., Савченко О. В. Експериментальне визначення енергії активації водопаливної емульсії // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2016. - №. 2. - С. 9-14.

40. Марченко А.П. Програмне забезпечення автоматизованого комплексу для досліджень двигуна внутрішнього згоряння/А.П. Марченко, С.І. Червоний, Д.В. Мешков, К.Г. Мешкова // Вісник НТУ "ХПІ" - 2004. - № 46. - С. 44-49.

41. Ісаєв А.П. Аналіз методів розрахунку показників робочого циклу суднових ДВС/А.П. Ісаєв, С.А. Каргін, К.К. Колосов// Вісник АГТУ. - 2009. - № 1. - С. 193-198.

42. Lamme C. Numerical and experimental study of flame propagation and knock in a compressed natural gas engine: diss. for the doctor of technical sciences: Swiss Federal Institute of Technology. — Zurich, 2005. — 169 p.

43. Марченко А. П., Осетров О. О., Ліньков О. Ю. Математична модель процесу згоряння палива в дизельному двигуні // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2013. - №. 1. - С. 3-10.

44. Ассад М., Пенязьков О. Продукти згоряння рідких і газоподібних палив. - Litres, 2022.

45. Абрамчук Ф. І. Вибір підходу до визначення турбулентної швидкості розповсюдження полум'я в циліндрі газового двигуна 4ГЧ 7,5/7,35 / Ф. І. Абрамчук, О. М. Кабанов, Г. В. Майстренко, О. П. Кузьменко // ХПІТУ ХТУ. П. Кузьменко // Вісник НТУ «ХПІ». - Тематичний випуск «Машинобудування». - 2009. - №47. - С. 112-126.

46. Beretta G. P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines / G. P. Beretta, M. Rashidi, J. C. Keck // Combustion and flame.— 1983. — № 52. P. 217–245
47. Вібе І. І. Нове про робочий цикл двигунів. - 1962. — 272 с.
48. Samaga B. S. Investigation of a turbulent flame propagation model for application for combustion prediction in the engine / B. S. Samaga, B. S. Murthy // SAE Preprint. — №760758. — 1976. — 12 p.
49. Heywood J. B. Internal Combustion Engines Fundamentals / J. B. Heywood. — McGraw-Hill Book Company, 1994. — 930 p.
50. Borgnakke C. Spark ignition engine simulation models / C. Borgnakke, P. Puzinauskas, Y. Xiao. — USA: University of Michigan, 1986. — 74 p.
51. Марченко А.П. Аналіз процесу та математичне моделювання згоряння процесу згоряння водню у чотиритактному одноциліндровому двигуні з іскровим займанням/А.П. Марченка, О.О. Осетров, І. Дубей, Р. Маамрі // Двигуни внутрішнього згоряння.— 2010. — № 1. — С. 24–28.
52. Зіонг М.В., Белогуб О.В. Розрахунок процесу тепловіддачі в дизельному двигуні типу Д-100 з використанням відомих а-формул //Двигуни внутрішнього згоряння. - 2018. - №. 2. - С. 14-21. С. 32–39.
53. Марченко А.П. Математична модель процесу згоряння палива в дизелі / А.П. Марченко, О.О. Осетров, О.Ю. Ліньков // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2013. - № 1. - С. 3-9.
54. Абрамчук Ф.І. Методика розрахунку процесу згоряння газового двигуна з високоенергетичною системою запалювання/Ф.І. Абрамчук, О.М. Кабанов // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2007. - № 2. - С. 67-73.
55. Разлейцев Н.Ф. Моделювання та оптимізація процесу згоряння в дизелях / Н. Ф. Разлейцев - Харків: Вища школа, 1980. - 169 с.
56. Бородін Д.Ю. Поліпшення техніко-економічних показників двотактного транспортного дизеля 6ТД на основі вибору оптимальних параметрів системи наддува: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — Харків: ХарДЗТ, 2000. — 14 с.

57. Тимошевський Б.Р. Характеристики процесу згорання двигуна 2Ч 7,2/6 з добавками до 65% синтез-газу до бензину/Б.Р. Тимошевський, М.Р. Ткач, А.З. Познанський, О.З. Митрофанов, А.Ю. Проскурін // Двигуни внутрішнього згорання. - 2015. - №1. - С. 33–37.

58. Шокотов М.К. Про динаміку процесу згорання палива в дизелях/М. К. Шокотів // Двигуни внутрішнього згорання: Сб. - Харків, 1973. - Вип. 7. - С.19-25.

59. А.П. Марченко, М.Т. Міщенко. Дослідження параметрів згорання бензину з добавкою водню в двигуні з іскровим запалюванням на режимах зовнішньої швидкісної характеристики. // Двигуни внутрішнього згорання. – 2024. – №1, с. 52-60. URL: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2024.1.07>

60. Klyus O. Analiza zastosowania katalizatorów w aparaturze paliwowej silników z zapłonem samoczynnym //Szczecin: Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie. – 2009. – Т. 18. – С. 54-58.

61. Розенбліт Г. Б. Теплопередача в дизелях. - 1977. — 216 с.

62. Ferenc Hamori. Hydrogen Assisted Jet Ignition for the Hydrogen Fuelled SI Engine / Ferenc Hamori and Harry C Watson // WHEC 16, 13-16 June. 2006 — Lyon France

63. Марченко А.П., Осетров О.О., Кравченко С.С. Дослідження та математичне моделювання процесу згорання в двигуні з форкамерно-факельним запалювальною 11ГД100М //Двигуни внутрішнього згорання. - 2014. - №. 2.

64. Міщенко, А.І. Застосування водню для автомобільних двигунів. Наук. Думка. 1984. 143 с.

65. Результаты дослідження газового двигуна, що працює з постійною добавкою водню до палива / Р. Маамри [та ін.] // Вісник Нац. техн. ун-та "ХПІ" : сб. наук. тр. Темат. вип. : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2011. – № 43. – С. 61-69.

66. Осетров О.О. Поліпшення техніко-економічних показників дизеля 4ЧН12/14, що працює на біопаливах : Дис...канд. техн. наук : 05.05.03 Харків, 2005. 145 с.

67. Ліньков О.Ю. Вибір та обґрунтування параметрів сумішоутворення та згоряння дизеля, що працює на альтернативних паливах: Дис...канд. техн. Наук: 05.05.03. - Х. НТУ «ХПІ», 2003. - 176 с.

68. Hybrid Synergy Drive. Jesse Russell, 2012, 107.

69. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков.- Гібридні автомобілі. – Харків, ХНАДУ, 2008. – 326 с.

70. C. Trabold, A. Puck, T. Gallas, P. Grabner und K. Gschiel, “Influence of hydrogen combustion on engine components in full load operation,” in 10th International Engine Congress, Baden-Baden, 2023.

71. J. Geiler, M. Springer, T. Lorenz, M. Blomber , J Achenbach und P. Bloch, „Engine Hybrid Powertrain for Future Light Commercial Vehicle ,“ in 10th International Engine Congress, Baden-Baden, 2023.

72. D. Lejsek, D. Seboldt, J. Geiler, P. Leick, M. Frank and K. Stapf, "Mixture Formation and Combustion in a Passenger Car Engine with Low Pressure H<sub>2</sub> Direct Injection," in 19th Symposium “Sustainable Mobility, Transport and Power Generation”, Graz, 2023.

73. Марченко А.П. Аналіз процесу та математичне моделювання згоряння процесу згоряння водню у чотиритактному одноциліндровому двигуні з іскровим займанням / А. П. Марченко, О. О. Осетров, І. Дубей, Р. Маамрі // Двигуни внутрішнього згоряння. — 2010. — № 1. — С. 24–28.

74. Ismatov, Jumaniyez & Djalilov, Javlon & Fayzullayev, Asrorjon. (2021). APPLICATION OF HYDROGEN AS A SUPPLEMENT FOR CAR ENGINES. Universum:Technical sciences. 85. URL: <https://doi.org/10.32743/UniTech.2021.85.4-2.22-24>.

75. Heffel James W. NO<sub>x</sub> emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation // J. Hydrogen Energy. – 2003. – Vol. 28. – P. 1285–1292.

76. Depczyński WP, Marchenko A, Mishchenko S, Mishchenko M. The effect of hydrogen addition to traditional petrol engine fuel in a hybrid power plant on its environmental performance and fuel efficiency. Combustion Engines. 2025;200(1):87-94. doi:10.19206/CE-199735. URL: <https://doi.org/10.19206/CE-199735>

77. Осетров О. О. Математичне моделювання впливу параметрів двигуна внутрішнього згоряння на динаміку розгону автомобіля / О. О. Осетров, Б. С. Чучуменко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 2. – С. 3-11.

78. Осетров, О.О. Моделювання впливу параметрів легкового автомобіля на процес його розгону/. Осетров, О.О, Чучуменко, Б.С.// Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (20), – 2021. – С.45–53. URL: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.05>.

79. Osetrov, O., Chuchumenko, B., Polivyanchuk, A. and Korohodskyi, V. (2021) “Mathematical Modeling and Computational Study of a Passenger Car Dynamics During Acceleration”, 25th international scientific conference TRANSPORT MEANS 2021 6-8 October, 2021.

80. Каніло П.М., Туренко А.М., Гриценко А.В., Внукова Н.В. Глобальні енерго-еколого-кліматичні проблеми та невідкладність їх вирішення. — Х.: ХНАДУ, 2020.

81. Каніло П.М. Глобальне потепління клімату. Антропогенно-екологічна реальність: монографія. — Х.: ХНАДУ, 2015. — 304 с.

## ДОДАТОК А

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Наукові праці, які відображають основні наукові результати дисертації.*

Статті у виданнях, які включені до наукометричних баз Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. Mishchenko M. The effect of hydrogen addition to traditional petrol engine fuel in a hybrid power plant on its environmental performance and fuel efficiency / Depczyński W., Marchenko A., Mishchenko S., Mishchenko M. // *Combustion Engines*, 2025. Vol. 200 (1). P. 87-94. (Scopus, Poland)

URL: <https://combustion-engines.eu/The-effect-of-hydrogen-addition-to-traditional-petrol-engine-fuel-in-a-hybrid-power,199735,0,2.html>

Статті у періодичних наукових виданнях, що увійшли до переліку наукових фахових видань України:

2. Mishchenko M. Defining innovative areas and prospects to develop the patenting of technological advances in the automotive power plant industry / Mishchenko M. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. Vol. 1, № 13 (127). P. 92-102. (Scopus, Ukraine, A)

URL: <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/298643>

(Наказ МОН № 975 від.11.07.2019, А, Scopus)

3. Міщенко М.Т. Дослідження параметрів згоряння бензину з добавкою водню в двигуні з іскровим запалюванням на режимах зовнішньої швидкісної характеристики / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Двигуни внутрішнього згоряння*. Харків: НТУ «ХПІ», 2024. №. 1. С. 52-60. (Б)

URL: <http://dvs.khpi.edu.ua/article/view/311280>

(Наказ МОН України №409 від 17.03.2020, Б)

Наукові роботи, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

4. Міщенко М.Т. Особливості експлуатації автомобілів з електроприводом в сучасних умовах розвитку енергетичної галузі в Україні / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Будьонний М.М. // *Marine power plants and*

*operation* : матеріали III Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ (м. Карасу, Стамбул – Одеса, Україна, 29-30 квітня 2021 р.). – Одеса: Одеський Національний морський університет, 2021. – С. 346-352.

URL:

<https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/10077e9b-65a0-4101-a618-c3787c8f9e1b/content>

5. Міщенко М.Т. Тенденції розвитку конструкції автомобілів в напрямі підвищення екологічності / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції (м. Харків, 27-29 жовтня 2021 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. – С. 45-47.

URL:

<https://api.dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/f2157f95-7573-4c08-9f57-f3b4e37d5679/content>

6. Міщенко М.Т. Тенденції розвитку автомобільних силових установок в напрямі підвищення їх екологічності / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції (м. Харків, 27-29 жовтня 2021 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2021. – С. 417-420.

URL:

<https://api.dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/dfbeb593-9582-4dbd-8b49-4ac62043ef4b/content>

7. Міщенко М.Т. Перспективи використання гібридного палива на транспортних енергетичних силових установках / Марченко А.П., Міщенко М.Т., Міщенко С.Г. // *Marine power plants and operation* : матеріали IV Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ (м. Карасу, Стамбул – Одеса, Україна, 18-21 квітня 2022 р.). – Одеса: Одеський Національний морський університет, 2022. – С. 248-254.

URL:

[https://drive.google.com/file/d/1LS3hzXJtGAHg592Dlgz4dyEJkE\\_KeYzK/view](https://drive.google.com/file/d/1LS3hzXJtGAHg592Dlgz4dyEJkE_KeYzK/view)

8. Міщенко М.Т. Покращення екологічності гібридних енергетичних установок на базі ДВЗ / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD)* : тези доповідей XXX Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022 (м. Харків, 19–21 жовтня 2022 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2022. – С. 104.

URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/entities/publication/cd7e94ac-5833-4377-8e57-90f9af05cfb0>

9. Міщенко М.Т. Водень–альтернативне паливо транспортних ДВЗ / Марченко А.П., Міщенко М.Т. // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD)* : тези доповідей XXXI Міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2023 (м. Харків, 17–20 травня 2023 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023. – С. 143.

URL:

<https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/91a1da91-9228-4615-bcb9-86952d3b4c0a/content>

10. Міщенко М.Т. Дослідження тенденції світового розвитку патентування розробок в галузі автомобілебудування / Міщенко М.Т. // *Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців* : наукові праці IV Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника (м. Харків, 23–25 жовтня. 2023 р.). – Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2023. – С. 141-143.

URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/19798>

11. Міщенко М.Т. Аналіз екологічного впливу різних типів силових установок автомобілів / Міщенко М.Т., Чучуменко Б.С. // *Теоретичні та практичні дослідження молодих вчених* : матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції магістрантів та аспірантів (м. Харків, 19-22

листопада 2024 р.). – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2024. – С. 260.

URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/85759>

12. Міщенко М.Т. Дослідження впливу добавки водню на параметри згоряння в бензиновому двигуні / Міщенко М.Т., Чучуменко Б.С. // *Сучасний стан та проблеми двигунобудування* : матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції (м. Миколаїв, 21-22 листопада 2024 р.). – Миколаїв: Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, 2024. – С. 81-82.

URL:

<https://drive.google.com/file/d/1mFvsRPWfSZSC3unW4skDXdNMKu6Uefyo/view?usp=sharing>

## ДОДАТОК Б ФРАГМЕНТИ ТЕКСТІВ ПРОГРАМНИХ МОДУЛІВ

## Додаток Б.1. Фрагмент тексту програми розрахунку ізового циклу NEDC

```

nen=38; %потужність ДВЗ
nedv=38; %потужність електричного двигуна
nn=5590;
ge=0.265; % витрата палива, кг/(кВт*год) на режимі n=nr,об/хв,
nr=1200; %робоча частота обертання ДВЗ = частоті обертання генератора

%передаточні відношення
uk1=3.454; uk2=2.056; uk3=1.333; uk4=0.969; uk5=0.828; urb=1; ugl=4.13;
ugib=4.13; %повне передавальне відношення від коронної шестерні до коліс
i=(Z6/Z5)*(Z4/Z3)*(Z2/Z1)=(75/26)*(44/30)*(36/39)=3.905
mavt=1660; %маса автомобіля
rst=0.2794; %статичний радіус коліс
psid=0.010; %коефіцієнт сумарного дорожнього опору 0,0101-0,0183
aaa1=1; aaa2=1;%коефіцієнти для побудови ВСХД
etatr=0.9; % ККД трансмісії автомобіля 0,88-0,92
kkk=0.34; %коефіцієнт опору повітря K, (N?c2)/m4 0,2-0,35
brr=1.445; hrr=1.725;%висота автомобіля Br, м; ширина автомобіля Hr, м
alfaa=0.78; %коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля
rovoz=1.14; %щільність повітря
%часові координати
t1=11; t2=17; t3=21; t4=27; t5=48; t6=61; t7=84; t8=97; t9=117; t10=144;
t11=154; t12=164; t13=176; t14=189; t15=195;
t16=798; t17=842; t18=888; t19=900; t20=969;t21=981; t22=1028; t23=1063;
t24=1097; t25=1118; t26=1129; t27=1160; t28=1180;
%швидкість
v1=15; v2=32; v3=50; v4=35; v5=70; v6=50; v7=100; v8=120;
emki=1.3;%потужність батареї, кВт*год Prius - 1.3
emkmax=0.7*emki;%максимальний рівень заряду батареї 0,7
emkmin=0.3*emki;%мінімальний рівень заряду батареї 0,3
rek=0; % маркер наявності рекуперації енергії. Якщо рекуперація є, за нужн
поставити rek=1. Інакше вказати rek=0.
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Стадія 2. ОБЧИСЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЦИКЛУ NEDC
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

fpl=alfaa*brr*hrr;
tt(1,1)=1;
%завдання тимчасової координати
for j=1:t28
    if j==t28
        перерва
    кінець;
    tt(j+1,1)=tt(j,1)+1;
кінець;
%розрахунок швидкості за ізовим циклом
for j=1:t28
    if j<t1
        vv(j,1)=0;
    іще
    if j<t2
        vv(j,1)=v1*(tt(j,1)-t1)/(t2-t1);
    іще
    if j<t3
        vv(j,1)=v1;
    іще
    if j<t4

```

```

vv(j,1)=v1*(t4-tt(j,1))/(t4-t3);
ице
if j<t5
vv(j,1)=0;
ице
if j<t6
vv(j,1)=v2*(tt(j,1)-t5)/(t6-t5);
ице
if j<t7
vv(j,1)=v2;
ице
if j<t8
vv(j,1)=v2*(t8-tt(j,1))/(t8-t7);
ице
if j<t9
vv(j,1)=0;
ице
if j<t10
vv(j,1)=v3*(tt(j,1)-t9)/(t10-t9);
ице
if j<t11
vv(j,1)=v3;
ице
if j<t12
vv(j,1)=(v3-v4)*(t12-tt(j,1))/(t12-t11)+v4;
ице
if j<t13
vv(j,1)=v4;
ице
if j<t14
vv(j,1)=v4*(t14-tt(j,1))/(t14-t13);
ице
if j<=t15
vv(j,1)=0;
ице
if j<t15*4
vv(j,1)=vv(j-t15,1);
ице
if j<t16
vv(j,1)=0;
ице
if j<t17
vv(j,1)=v5*(tt(j,1)-t16)/(t17-t16);
ице
if j<t18
vv(j,1)=v5;
ице
if j<t19
vv(j,1)=(v5-v6)*(t19-
tt(j,1))/(t19-t18)+v6;

ице
if j<t20
vv(j,1)=v6;
ице
if j<t21
vv(j,1)=(v5-v6)*(tt(j,1)-
t20)/(t21-t20)+v6;

ице
if j<t22
vv(j,1)=v5;
ице

```



```

        ktau(j,1)=0,24; kco(j,1)=0,28; kch(j,1)=0,28; knox(j,1)=0,11;
    кінець;
іще
    if vv(j,1)<=30
        if vv(j+1,1)-vvv(j,1)>0
            ktau(j,1)=8,1; kco(j,1)=25,23; kch(j,1)=7,41; knox(j,1)=13,82;
        іще
            ktau(j,1)=0,14; kco(j,1)=0,17; kch(j,1)=0,17; knox(j,1)=0,06;
        кінець;
    іще
        if vv(j,1)<=40
            if vv(j+1,1)-vvv(j,1)>0
                ktau(j,1)=7,88; kco(j,1)=30,37; kch(j,1)=6,88;
knox(j,1)=11,75;
            іще
                ktau(j,1)=0,1; kco(j,1)=0,13; kch(j,1)=0,11; knox(j,1)=0,03;
            кінець;
        іще
            if vv(j,1)<=50
                if vv(j+1,1)-vvv(j,1)>0
                    ktau(j,1)=5,80; kco(j,1)=23,84; kch(j,1)=5,34;
knox(j,1)=7,49;
                іще
                    ktau(j,1)=0,06; kco(j,1)=0,09; kch(j,1)=0,07;
knox(j,1)=0,02;
                кінець;
            іще
                if vv(j+1,1)-vvv(j,1)>0
                    ktau(j,1)=4,08; kco(j,1)=17,83; kch(j,1)=3,71;
knox(j,1)=6,01;
                іще
                    ktau(j,1)=0,06; kco(j,1)=0,06; kch(j,1)=0,05;
knox(j,1)=0,01;
                кінець;
            кінець;
        кінець;
    кінець;
    кінець;
    кінець;
    кінець;
    кінець;
    if vv(j,1)==0
        per(j,1)=0;
        perotn(j,1)=0;
    іще
        if vv(j,1)<=20
            per(j,1)=1;
            perotn(j,1)=uk1;
        іще
            if vv(j,1)<=35
                per(j,1)=2;
                perotn(j,1)=uk2;
            іще
                if vv(j,1)<=50
                    per(j,1)=3;
                    perotn(j,1)=uk3;
                іще
                    if vv(j,1)<=70
                        per(j,1)=4;
                        perotn(j,1)=uk4;
                    іще
                        per(j,1)=5;

```

```

        perotn(j,1)=uk5;
        кінець;
    кінець;
кінець;
кінець;
кінець;
кінець;
%розрахунок прискорення, № передачі, передавального відношення, потужності та
частоти обертання в іздовому циклі
emk(1,1)=emkmax;
k=1; %умова вимкненого двигуна
emkmin1=emkmin;
for j=1:t28
    if j==t28
        a(j,1)=0;
        per(j,1)=0;
        perotn(j,1)=0;
    іще
        a(j,1)=(vv(j+1,1)-vv(j,1))/3.6;
        if (vv(j+1,1)-vvv(j,1))<0
            per(j+1,1)=per(j,1);
            perotn(j+1,1)=perotn(j,1);
        іще
            if per(j+1,1)-per(j,1)<0
                per(j+1,1)=per(j,1);perotn(j+1,1)=perotn(j,1);end;
            if vv(j,1)==0 per(j+1,1)=0; perotn(j+1,1)=0; end;
        кінець;
    кінець;

ne1(j,1)=vv(j,1)/(3600*etatr)*((kkk*fp1*vv(j,1)^2)/12.96+(mavt*9.81*psid)+mavt*a(j,1)
)*(1.05+0.05*(perotn(j,1))^2));

nesum(j,1)=vv(j,1)/(3600*etatr)*((kkk*fp1*vv(j,1)^2)/12.96+(mavt*9.81*psid)+mavt*a(j
,1)*(1.05+0.05*(ugib)^2));
    nei(j,1)=vv(j,1)/(3600*etatr)*((kkk*fp1*vv(j,1)^2)/12.96+(mavt*9.81*psid));
    if nei(j,1)<0 nei(j,1)=0; end;
    if nei(j,1)<0 nei(j,1)=0; end;
    %ne(j)=(mavt*9.81*psid*vv(j))/(3600*etatr)+(kkk*fp1*vv(j)^3)/(46656*etatr);
    n(j,1)=vv(j,1)*perotn(j,1)*urb*ugl/(0.377*rst);
    nmg2(j,1)=vv(j,1)*ugib/(0.377*rst);
    if n(j,1)<800
        n(j,1)=800;
    кінець;
    nevshd(j,1)=nen*(aaa1*n(j,1)/nn+aaa2*(n(j,1)/nn)^2-(n(j,1)/nn)^3);
    pot1(j,1)=ne1(j,1)/nevshd(j,1);
    pot(j,1)=nei(j,1)/nevshd(j,1);
    negen=nen*(aaa1*nr/nn+aaa2*(nr/nn)^2-(nr/nn)^3); %потужність генератора
    %%%%%%%%%%%%%%%
    % розрахунок розподілу потужності між ДВЗ і тяговим електродвигуном
    % за умови рекуперації енергії гальмування
    %%%%%%%%%%%%%%%

    if nesum(j,1)<0 % умова рекуперації енергії гальмування.
% if emk(j,1)>emkmin
% if emk(j,1)>emkmax %умова вимкнення ДВЗ
% k=1;
% кінець;
% if k==1 % ДВЗ вимкнено
        if rek==1
            if nesum(j,1)<=nedv %умова потужності гальмування менша за
потужність електричного двигуна

```

```

        nebat(j,1)=nesum(j,1)*0.7; %потужність, що віддається в батарею
під час гальмування під час розряджання акумулятора від 0,7 до 0,3 ємності
        іще
        nebat(j,1)=nedv*0,7;
        кінець;
    іще
        nebat(j,1)=0; % за відсутності рекуперації
    кінець;
    demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
    nedvs(j,1)=0;
    ndvs(j,1)=0;
    if j==t28 break; end;
    emk(j+1,1)=emk(j,1)-demk(j,1);
% else %ДВЗ увімкнено
% nedvs(j,1)=nen*(aaa1*nr/nn+aaa2*(nr/nn)^2-(nr/nn)^3);
% if rek==1
% nebat(j,1)=nesum(j,1)*0.7-nedvs(j,1)*0.9; %потужність, яку віддають у батарею від
енергії гальмування і ДВЗ під час заряджання акумулятора від 0,7 до 0,3 ємності
% else
% nebat(j,1)=-nedvs(j,1)*0.9; % за відсутності рекуперації
% кінець;
% demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
% if j==t28 break; end;
% emk(j+1,1)=emk(j,1)-demk(j,1);
% кінець;
% else %умова увімкнення ДВЗ у разі досягнення рівня розрядки акумулятора нижче 0.3
ємності та в процесі гальмування
% k=0;
% nedvs(j,1)=nen*(aaa1*nr/nn+aaa2*(nr/nn)^2-(nr/nn)^3);
% if rek==1
% nebat(j,1)=nesum(j,1)*0.7-nedvs(j,1)*0.9; %потужність, що витрачається на
заряджання батареї
% else
% nebat(j,1)=-nedvs(j,1)*0.9; % за відсутності рекуперації
% кінець;
% demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
% if j==t28 break; end;
% emk(j+1,1)=emk(j,1)-demk(j,1);
% кінець;
    else %умова розгону або руху з постійною швидкістю
        if emk(j,1)>emkmin
            if emk(j,1)>emkmax %умова вимкнення ДВЗ
                k=1;
            кінець;
            if k==1 % ДВЗ вимкнено
                nebat(j,1)=nesum(j,1)/0.85; %потужність, яку споживає батарея під час
розряджання акумулятора від 0,7 до 0,3 ємності
                demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
                nedvs(j,1)=0;
                ndvs(j,1)=0;
                if j==t28 break; end;
                emk(j+1,1)=emk(j,1)-demk(j,1);
            else %ДВЗ увімкнено
                nedvs(j,1)=nen*(aaa1*nr/nn+aaa2*(nr/nn)^2-(nr/nn)^3);
                ndvs(j,1)=nr;
                nebat(j,1)=nedvs(j,1)*0.9-nesum(j,1)/0.85; %потужність, що витрачається
на заряджання батареї під час заряджання від ДВЗ і одночасного розгону
                demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
                if j==t28 break; end;
                emk(j+1,1)=emk(j,1)+demk(j,1);
            кінець;
        end;
    end;
end;

```

```

іще
    k=0; %умова ввімкнення ДВЗ у разі досягнення рівня розрядки акумулятора
    нижче 0.3 ємності та процесі розгону
    nedvs(j,1)=nen*(aaa1*nr/nn+aaa2*(nr/nn)^2-(nr/nn)^3);
    ndvs(j,1)=nr;
    nebat(j,1)=nedvs(j,1)*0.9-nesum(j,1)/0.85; %потужність, що витрачається
    на заряджання батареї в процесі заряджання акумулятора від 0,7 до 0,3 ємності
    demk(j,1)=nebat(j,1)*1/3600; %витрата ємності акумулятора в кВтг
    if j==t28 break; end;
    emk(j+1,1)=emk(j,1)+demk(j,1);
кінець;
кінець;
bt(j,1)=ge*nedvs(j,1)/3600*1;%витрата палива в кг за 1 с
if emk(j+1,1)<emkmin1
    emkmin1=emk(j+1,1);
кінець;
кінець;
put=sum(vv)/3600;
bt1_100km=sum(bt)/(put*0.61)*100; %витрата пального в л/100 км

% Густини бензину та водню
density_gasoline = 0.745; % кг/л
density_hydrogen = 0.0899; % кг/м³ (або 0.0899 г/л)

% Задаємо об'ємну частку водню від 0% до 10% від об'єму бензину
volume_percent_hydrogen = 0:1:10; % Відсоток водню від 0 до 10 за об'ємом відносно
об'єму бензину

% Константи
CO2_per_liter_gasoline = 3.06; % кг CO2 на літр бензину

% Ініціалізація масивів для зберігання результатів
fuel_consumption_100km = zeros(length(volume_percent_hydrogen), 1);
CO2_emissions_100km = zeros(length(volume_percent_hydrogen), 1);

% Розрахунок витрати палива та викидів CO2
for i = 1:length(volume_percent_hydrogen)
    % Об'ємна частка водню (у відсотках від об'єму бензину)
    hydrogen_percentage = volume_percent_hydrogen(i) / 100;

    % Обсяг бензину без водню
    volume_gasoline = bt1_100km; % літрів на 100 км

    % Загальний обсяг палива (бензин + водень)
    total_fuel_volume = volume_gasoline * (1 + hydrogen_percentage);

    % Скоригований обсяг бензину
    скоригований_об'єм_бензину = об'єм_бензину / загальний_об'єм_палива;

    % Перерахунок витрати бензину (літрів на 100 км) з урахуванням водню
    fuel_consumption_100km(i) = (1 - hydrogen_percentage) * bt1_100km; % Витрата
бензину залишається незмінною в літрах

    % Викиди CO2 тільки від бензину
    CO2_викиди_100km(i) = споживання_палива_100km(i) * скоригований_об'єм_бензину *
CO2_на_літр_бензину;
кінець

% Виведення результатів
disp('Відсоток водню | Витрата бензину (л/100км) | Викиди CO2 (кг/100км)')
for i = 1:length(volume_percent_hydrogen)

```

```

    fprintf('%2.0f%% водню: %6.2f л/100км, %6.2f кг CO2/100км\n',
volume_percent_hydrogen(i), fuel_consumption_100km(i), CO2_emissions_100km(i));
кінєць

```

```

% Побудова графіків

```

```

фігура;
subplot(1, 2, 1);
plot(volume_percent_hydrogen, fuel_consumption_100km, '-o');
xlabel('Відсоток водню за об'ємом (%)');
ylabel('Витрата бензину (л/100 км)');
title('Витрата палива на 100 км');

```

```

subplot(1, 2, 2);
plot(volume_percent_hydrogen, CO2_emissions_100km, '-o');
xlabel('Відсоток водню за об'ємом (%)');
ylabel('Викиди CO2 (кг/100 км)');
title('Викиди CO2 на 100 км');

```

```

%виведення параметрів випробувального циклу на друк

```

```

width = 12;
висота = 6;
figure('Units', 'дюйми', 'Position', [1 1 width height]);

```

```

subplot(4,2,1),plot(tt,vv);
ylabel('vv,км/г');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,2),plot(tt,n,tt,nmg2);
ylabel('n,хв-1, nmg2');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,3),plot(tt,per);
ylabel('per');xlabel('tt, c');
% subplot(4,2,4),plot(tt,perotn);
% ylabel('perotn');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,4),plot(tt,emk);
ylabel('emk');xlabel('tt, кВ*год');
subplot(4,2,5),plot(tt,ne1,tt,nevshd);
ylabel('Ne1,Nevs hd,кВт');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,6),plot(tt,a);
ylabel('a,м/с2');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,7),plot(tt,nesum,tt,nevsvs,tt,nebat);
ylabel('Nesum,Nevs,Ne bat,кВт');xlabel('tt, c');
subplot(4,2,8),plot(tt,pot1);
ylabel('ne1/nevshd');xlabel('tt, c');

```

## ДОДАТОК В АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор  
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»,  
доктор технічних наук, професор,  
заслужений діяч науки і техніки



України  
Горинський В.М.

01 \_\_\_\_\_ 2025 р.

АКТ

використання в ДП «ДержавтотрансНДІпроект» результатів дисертаційного дослідження «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту» виконаної докторантом PhD, Міщенко М.Т. на кафедрі «Двигуни та гібридні енергетичні установки» НТУ «ХП»

Основні результати дисертаційного дослідження на тему: «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту» здобувача докторанта PhD Міщенка М.Т., науковий керівник – д.т.н., проф. Марченко А.П., представленої у вигляді закінченої дисертаційної роботи, передані для практичного використання в ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

Дисертаційна робота містить:

- аналіз екологічності силових установок наземного транспорту різних типів;
- дослідження тенденцій розвитку патентування в галузі автомобільних силових установок;
- опис математичної моделі робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, що дозволяє визначити вплив добавки водню до традиційного палива на ефективні показники та концентрацію двоокису вуглецю у відпрацьованих газах;

- результати розрахункового дослідження процесу згоряння бензину з добавкою водню в двигуні з іскровим запалюванням;
- рекомендації щодо забезпечення якісного запалювання та згоряння паливо-повітряної суміші, що дозволить забезпечити надійну роботу двигуна з іскровим запалюванням при використанні традиційного палива з добавкою водню до 10%;
- опис математичної моделі розрахунку їздового циклу NEDC, що дозволяє визначати вплив добавки водню до традиційного палива на показники економічності та екологічності гібридного автомобіля.
- рекомендації щодо оптимальних алгоритмів роботи та опис концепції гібридної силової установки на базі двигуна з іскровим запалюванням при використанні добавки водню до традиційного палива.

Висновок: результати роботи «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту» здобувача Міщенко М.Т. рекомендовано до використання у ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при проведенні науково-дослідних робіт за напрямком, зокрема, нормування витрат палива на автомобільному транспорті, подальшого вдосконалення Методичних рекомендацій з нормування витрат палива, електричної енергії, мастильних, інших експлуатаційних матеріалів автомобілями та технікою, ухвалених Науково-технічною радою ДП «ДержавтотрансНДІпроект» (протокол від 17.11.2023 № 3), розроблення відповідного національного стандарту, дослідження використання добавки водню до традиційних палив.

Заступник директора з наукової роботи, доктор технічних наук, доцент

Завідувач ЛЕЕТ

Завідувач СНЕ ЛЕЕТ, доктор філософії

Науковий співробітник СВ ЛЕЕТ, доктор філософії

Клименко О.А.

Бондар О.В.

Овчинніков Д.В.

Ричок С.О.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор з навчальної роботи  
 Національного технічного університету  
 «Київський політехнічний інститут»  
 Руслан МИГУЩЕНКО

103. 2025 р.

АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри «Двигуни та гібридні енергетичні установки» результатів дисертаційної роботи «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту»

Комісія в складі директору ННІ ЕНЕ, д.т.н., проф. Томашевського Р.С. (голова комісії), к.т.н., доц. Кравченко С.С., к.т.н. Савченка А.В. розглянула стан використання матеріалів по завершеній у 2024 році дисертаційній роботі «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту» при підготовці бакалаврів та магістрів.

Комісія прийшла до висновку, що практичні результати наукових досліджень впроваджено в навчальний процес кафедри «Двигуни та гібридні енергетичні установки»:

- 1) при підготовці методичних вказівок до лабораторних робіт з дисципліни «Випробування ДВЗ», методичних вказівок до розрахункової роботи «Розрахунок робочого процесу ДВЗ»;
- 2) при розробці та впровадженні нових лекційних курсів: «Нетрадиційні двигуни транспортних засобів», «Прогресивні технології машинного виробництва», «Хімотологія палив»;
- 3) при викладанні окремих лекційних курсів: «Теорія ДВЗ», «Процеси тепло- та масообміну в теплових двигунах», «Перспективні конструкції ДВЗ», «Випробування ДВЗ», «Теплообмін в ДВЗ»;
- 4) при підготовці та захисті 7 випускних кваліфікаційних робіт магістрів зі спеціальності 142 - «Енергетичне машинобудування».

Голова комісії

д.т.н., проф. Томашевський Р.С.

Члени комісії

к.т.н., доц. Кравченко С.С.

к.т.н. Савченко А.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ



Проректор з проректор з науково-педагогічної роботи

Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Олександр ТРУШ

2025 р.

## АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи  
аспіранта кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок  
Національного технічного університету «Харківський політехнічний  
інститут» МІЩЕНКА Микити Тимофійовича на тему «Аналіз  
ефективності силових установок наземного транспорту» при виконанні  
держбюджетної НДР «Розробка і впровадження технічних рішень з  
підвищення енергетичної ефективності бронетехніки» (ДР №  
0123U101839).**

Комісія в складі: начальник НДЧ д.т.н., доц. КРИВОБОК Р.В., завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок к.т.н., доц. Кравченко С.С., к.т.н. Савченко А.В., провела аналіз виконання НДР «Розробка і впровадження технічних рішень з підвищення енергетичної ефективності бронетехніки» (ДР № 0123U101839) та визначила, що матеріали дисертаційної роботи МІЩЕНКА Микити Тимофійовича на тему «Аналіз ефективності силових установок наземного транспорту» були використані в розділі «Розробка конструкції двигуна допоміжної енергетичної установки бронетехніки потужністю 25 кВт з перспективою поширеного використання», де здобувач провів дослідження впливу добавки водню на показники ефективності, паливної економічності та декарбонізації силової установки.

За допомогою запропонованих рішень виявлено можливість зниження питомої ефективної витрати палива, зменшення емісії CO<sub>2</sub> у відпрацьованих газах та, як наслідок, зменшення теплового сліду, що сприяє підвищенню ефективних показників та зниженню теплового випромінювання під час експлуатації силової установки.

Голова комісії:

Члени комісії:

Руслан КРИВОБОК

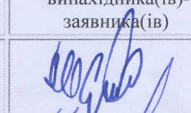
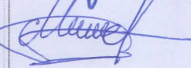
Сергій КРАВЧЕНКО

Анатолій САВЧЕНКО

Порядковий номер заявки, визначений заявником		Дата одержання		
(22) Дата подання заявки	Пріоритет	(51) МПК	ЕВ	(21) Номер заявки
(86)	Реєстраційний номер та дата подання міжнародної заявки, установлені відомством-одержувачем			
(87)	Номер і дата міжнародної публікації міжнародної заявки			
<b>ЗАЯВА</b> про видачу патенту України		Державна організація "«Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій»" вул. Глазунова, 1, м. Київ-42, 01601		
Подаючи нижчезазначені документи, прошу (просимо) видати: патент України на винахід позицію виключено <input checked="" type="checkbox"/> патент України на корисну модель				
(71) Заявник(и)			Код за ЄДРПОУ (для українських заявників)	
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», НТУ «ХПІ»			02071180	
(вказується повне ім'я або найменування заявника(ів), його (їх) місце проживання або місцезнаходження та код держави згідно із стандартом ВОІВ ST.3. Дані про місце проживання винахідників-заявників наводяться за кодом (72)				
Прощу (просимо) встановити пріоритет заявки пунктів формули винаходу за заявкою № _____ за датою:  подання попередньої заявки в державі - учасниці Паризької конвенції (навести дані за кодами (31), (32), (33) подання до Установи попередньої заявки, з якої виділено цю заявку (навести дані за кодом (62) подання до Установи попередньої заявки (навести дані за кодом (66)				
(31) Номер попередньої заявки	(32) Дата подання попередньої заявки	(33) Код держави подання попередньої заявки згідно із стандартом ВОІВ ST.3	(62) Номер та дата подання до Установи попередньої заявки, з якої виділено цю заявку	(66) Номер та дата подання до Установи попередньої заявки
(54) Назва винаходу (корисної моделі)				
СПОСІБ ЖИВЛЕННЯ ЧОТИРИТАКТНОГО ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ШЛЯХОМ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ВПОРСКУВАННЯ ВОДНЮ В ЦИЛІНДРИ				
(98) Адреса для листування 61002, м.Харків-2, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ», НДЧ				
Телефон 057 707 6889, 067 999 1844		Телеграф	Факс	
(74) Повне ім'я та реєстраційний номер представника у справах інтелектуальної власності або повне ім'я іншої довіреної особи				

x Прошу (просимо) прискорити публікацію заявки

Перелік документів, що додаються	Кількість арк.	Кількість прим.	
x опис винаходу	5	3	Підстави щодо виникнення права на подання заявки й одержання патенту (без подання документів), якщо винахідник(и) не є заявником(ами):  є документ про передачу прав винахідником(ами) або роботодавцем(ями) правонаступнику(ам)  є документ про право спадкування
x формула винаходу	1	3	
x креслення та інші ілюстративні матеріали	-	-	
x реферат	1	3	
x документ про сплату збору за подання заявки	1	1	
x документ, який підтверджує наявність підстав для зменшення збору або звільнення від сплати збору	1	1	
документ про депонування штаму			
копія попередньої заявки, яка підтверджує право на пріоритет			
переклад заявки українською мовою			
документ, який підтверджує повноваження довіреної особи (довіреність)			
інші документи:			
міжнародний звіт про пошук			

(72) Винахідник(и) Винахідник(и)-заявник(и) (повне ім'я)	Місце проживання та код держави згідно із стандартом BOIB ST. 3 (для іноземних осіб - тільки код держави)	Підпис(и) винахідника(ів)- заявника(ів)
Марченко Андрій Петрович	вул. Косарева, 6.7А, кв. 21, м. Харків, Харківська обл., Україна, 61115	
Мищенко Микита Тимофійович	вул. Єдності, б. 50, м. Харків, Харківська обл., Україна, 61110	

Я (ми)

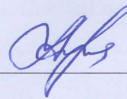
(повне ім'я)

прошу (просимо) не згадувати мене (нас) як винахідника(ів) при публікації відомостей стосовно заявки на видачу патенту

Підпис(и) винахідника(ів)

Підпис(и) заявника(ів)

Проректор НТУ «ХП» з  
науково-педагогічної  
роботи



Руслан МИГУЩЕНКО

Дата підпису

Якщо заявником є юридична особа, то підпис особи, що має на це повноваження, із зазначенням посади скріплюється печаткою. Якщо всі винахідники виступають заявниками, то їх підписи наводяться за кодом (72).

Примітка. Потрібно позначити значком "X".