

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Бугрик Олексій Вікторович

УДК 621.436.12

ДИСЕРТАЦІЯ
РОЗШИРЕННЯ ПАЛИВНОЇ БАЗИ ДИЗЕЛІВ ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ ВИКОРИСТАННЯМ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА З
УТИЛІЗОВАНИХ ВІДХОДІВ ПРОДОВОЛЬЧИХ ЖИРІВ

Спеціальність: 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ О.В. Бугрик

Науковий керівник:
Ковбасенко Сергій Володимирович
кандидат технічних наук, доцент

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую
в.о. вченого секретаря спеціалізованої вченої ради
Д 26.059.03

_____ Ю.А. Мейш

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Бугрик О.В. Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Колісні транспортні засоби (КТЗ) є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. Їх кількість у світі неупинно зростає, що пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення на планеті та, як наслідок, зростанням перевезень пасажирів та вантажів. Крім зазначеного, тільки КТЗ можуть забезпечити перевезення пасажирів та вантажів від "дверей до дверей". Незважаючи на зручність та очевидні переваги, КТЗ мають і певні недоліки, а саме: забруднення навколишнього середовища та залежність від нафти. Транспорт споживає близько 20% всієї первинної енергії в світі, використовуючи при цьому в основному нафту. Така ситуація не прийнятна для країн, які не мають власних запасів нафти і які бажають мати стабільну економіку та енергетичну незалежність.

Усвідомлюючи ці проблеми, які постійно супроводжують використання автомобільного транспорту, спільноти багатьох країн вже давно почали приділяти серйозну увагу використанню альтернативних моторних палив, до яких належать біопалива, природний газ та водень.

Проте за сучасних умов збільшення кількості об'єктів харчової промисловості виникла необхідність в утилізації продуктів харчування, а саме продовольчих жирів, які створюють негативний вплив на навколишнє середовище. За деякими даними кількість відходів за добу може складати від декількох кілограмів до десятків тон.

Вирішенням вищевказаних проблем є використання дизельних біопалив, як палив в двигунах колісних транспортних засобів, з утилізованих продуктів продовольчих жирів.

Об'єктом експериментальних досліджень було обрано автомобіль Volkswagen Passat B4 з дизелем VAG 1Z 1.9 TDI. Дослідження було проведено за роботи дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі. В результаті досліджень отримано паливно-економічні та екологічні показники дизеля за роботи на дизельному паливі і дизельному біопаливі. Виготовлено пристрій для додаткового підігріву дизельного біопалива. Перевірено роботоздатність системи живлення з підігрівачем дизельного біопалива на транспортних засобах. В результаті експериментальних та розрахункових досліджень підтверджено доцільність використання дизельних біопалив в дизелях автомобілів в умовах експлуатації. За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне:

1. За результатами аналізу існуючих досліджень та статистичних даних встановлено, що найбільшу рентабельність мають біопалива з утилізованих харчових відходів продовольчих жирів. Проте сьогодні можливо часткове заміщення дизельного палива дизельним біопаливом, враховуючи фізико-хімічні властивості обох палив.

2. Розроблено систему живлення з пристроєм для підігріву дизельного біопалива, який дозволяє застосовувати дизельне біопаливо в двигунах автомобілів. Особливістю розробленого пристрою є підтримання температури палива при зміні частоти обертання та навантаження в необхідних межах. Здійснено випробування та визначено температурні параметри палива до та після підігрівача.

3. Експериментальними значеннями встановлено необхідний склад і доцільну температуру додаткового підігріву дизельних біопалив.

4. Уточнено математичну модель руху легкового автомобіля Volkswagen Passat B4 відповідно до обраного Європейського їздового циклу з

урахуванням особливостей роботи дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

5. За результатами розрахунків на математичній моделі руху легкового автомобіля встановлено: адекватність математичної моделі перевірена за F критерієм Фішера, паливно-економічні та екологічні показники дизеля, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

6. Проведено порівняльні стендові випробування автомобіля Volkswagen Passat B4 за Європейським їздовим циклом на дизельному паливі і дизельному біопаливі.

7. Результати дисертаційної роботи впроваджено в Інституті газу НАН України, а також використовуються в освітньому процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування» (Додаток Б).

Наукова новизна одержаних результатів.

Встановлено раціональні параметри використання дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Уточнено математичну модель руху легкового автомобіля з дизелем за роботи дизеля на традиційному дизельному паливі та на суміші дизельного палива і метилового ефіру продовольчих жирів відповідно до режимів Європейського міського їздового циклу.

Встановлено можливість розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням суміші дизельного палива і метилового ефіру продовольчих жирів в умовах експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблено та виготовлено систему живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для додаткового підігрівання сумішевого біопалива. Попередніми дослідженнями підтверджено роботоздатність системи живлення з підігрівачем на дизелі РМ-80 трактора ЮМЗ-6. Отримано

значення раціонального складу та доцільної температури сумішевого дизельного біопалива.

Проведено експериментальні дослідження на автомобілі Volkswagen Passat B4 з дизелем VAG 1.9Tdi 1Z, у системі живлення якого встановлено пристрій для додаткового підігрівання сумішевого дизельного біопалива. В результаті експериментальних досліджень отримано поліноміальні залежності, що описують дизель, як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів за роботи дизеля на традиційному дизельному паливі та на сумішевому дизельному біопаливі з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Основні результати роботи прийнято для впровадження в Інституті газу Національної Академії Наук України та в Національному транспортному університеті в освітньому процесі при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

Ключові слова.

Дизель, дизельне біопаливо, метилові ефіри жирних кислот, додатковий підігрів.

Список публікацій здобувача (Додаток А).

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Говорун А. Г., Павловський М.В. Бугрик О.В. Про деякі особливості адаптації біодизельних палив для дизелів сучасних транспортних засобів, що перебувають в експлуатації. // Вісник НТУ. – 2015. – №2(32). – с.49 – 57.

2. Говорун А.Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів використання біодизельних палив, отримуваних з утилізованих відходів сільськогосподарського виробництва // Вісник НТУ. – 2016. № 34. – с.96-104.

3. Бугрик О.В. Перспективи використання біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості в двигунах колісних транспортних засобів // Вісник НТУ. – 2017. – №1(37). – с.35 – 41.

4 Ковбасенко С.В. Поліпшення показників транспортних засобів використанням дизельних біопалив з рослинної та утилізованої тваринної сировини/С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, О.В. Бугрик/Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. Науково-технічний збірник. – Національний транспортний університет. – К.№106. – 2019. – с. 34-39.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

5. Говорун А. Г., Павловський М.В., Назаренко М.Б., Бугрик О.В., Про деякі особливості використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання //Sustemy i srodki transportu samochodowego -Politechnika rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza– Rzeszow-2016 – Monografia nr.7 –Seria:Transport- с.145 – 150.

Публікації апробаційного характеру

6. Говорун А. Г., Бугрик О.В. 13 Международная научно-техническая конференция // 69-я научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ. Минск. – 2015. – том 2. с.56-57.

7. Говорун А. Г., Бугрик О.В. Особливості використання біодизельних палив в двигунах колісних транспортних засобів // VIII Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ – 2015. с.71-73.

8. Говорун А. Г., Бугрик О.В. Про деякі особливості розширення паливної бази колісних транспортних засобів // Міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ., Наукові праці збірник тез ХНАДУ – Харків. – 2015. – с.114-115.

9. Говорун А. Г., Бугрик А.В., О некоторых особенностях использования биодизельных топлив в современных дизелях // международная научно-техническая конференция (69-я научно-техническая

конференція професорско-преподовательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск -2016-том 2 – с.99.

10. Бугрик О.В., Говорун А. Г. Використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання // Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. – Миколаїв: ВНЗ «Міжнародний технологічний університет «Миколаївська політехніка», 2016. – с.40-42.

11. Говорун А. Г. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів використанням біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості / Говорун А. Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. - К.: НТУ, 2016.

12. Говорун А.Г., Бугрик А.В., Расчётно-экспериментальные данные использования биотоплива на основе метилового эфира куриного жира в дизелях // Международная научно-техническая конференция (научно-техническая конференция професорско-преподовательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск, 2017. – с. 92

13. Говорун А. Бугрик О.В., Поліпшення паливної економічності та екологічних показників ДВЗ термоелектричною утилізацією теплових втрат // LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. – К.: НТУ, – 2017. – с. 41-42.

14. А.Г. Говорун Способ снижения выбросов оксидов азота с отработавшими газами при работе двигателя на смесях сжатого природного газа и биогаза / А.Г. Говорун, С.И. Шиманский, А.В. Бугрик //Наука – образованию, производству, экономике: материалы 16-й Международной научно-технической конференции. -Минск: БНТУ, 2018. – Т. 2. – с. 80.

15. М.Б. Назаренко Переваги та недоліки використання біопалив у дизелях КТЗ / М.Б. Назаренко, О.В. Бугрик/Безпека та екологія на дорожньому транспорті.Збірка матеріалів науково-практичної конференції (онлайн),К ДП «ДержавтотрансНДІпроект. – 2020 – с.75-80.

16. Бугрик О.В. Адаптація паливної апаратури сучасних дизелів, що перебувають в експлуатації, при роботі на біопаливах // LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. - К.: НТУ, 2020. - с.41.

17. М.Б. Назаренко Переваги та недоліки використання біопалив у дизелях КТЗ / М.Б. Назаренко, О.В. Бугрик/Безпека та екологія на дорожньому транспорті. Збірка тез доповідей науково-практичної конференції (онлайн),К ДП «ДержавтотрансНДІпроект. – 2020 – с.48.

Патенти на винахід та корисну модель (Додаток В)

18. Патент на винахід № 114871 Україна F02M 31/02, F02D 19/06 «Система живлення багатопаливного двигуна» / Говорун А.Г., Бугрик О.В., Краснокутська З.І., Павловський М.В., Подпіснєв В.С. / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.02.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

19. Патент № 122625 Україна, МПК (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 «Спосіб використання присадки до дизельного палива, сумішей дизельного та біодизельного палив» / Говорун А.Г., Клименко О.А., Бугрик О.В / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.04.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

SUMMARY

Bugrik O.V. Expansion of the fuel base of diesel vehicles using diesel biofuels from recycled food waste - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.22.20 "Operation and repair of means of transport". - National Transport University, Kyiv, 2021.

Wheeled vehicles are one of the most common types of modern technology. Their number in the world is constantly growing, due to the rapid growth of the world's population and, consequently, the growth of passenger and cargo traffic. In addition, only vehicles can provide door-to-door transportation of passengers and cargo. Despite the convenience and obvious advantages, vehicles have certain disadvantages, namely: environmental pollution and dependence on oil. Transport consumes about 20% of all primary energy in the world, using mainly oil. This situation is not acceptable for countries that do not have their own oil reserves and who want to have a stable economy and energy independence.

Recognizing these problems that constantly accompany the use of road transport, the governments of many countries have long begun to pay serious attention to the use of alternative motor fuels, which include biofuels, natural gas and hydrogen.

However, in the current context of increasing the number of food industry facilities, there is a need to dispose of food, namely food fats, which have a negative impact on the environment. According to some data, the amount of waste per day can range from a few kilograms to tens of tons.

The solution to the above problems is the use of diesel biofuels, as fuels in the engines of wheeled vehicles, from recycled food fats

The object of research was Volkswagen Passat B4 with a VAG 1Z 1.9 TDI diesel. The study was conducted on diesel and diesel biofuel. As a result of

researches fuel-economic and ecological indicators of diesel for works on diesel fuel and diesel biofuel are received. A device for additional heating of diesel biofuel was made and tested. The possibility of installing a diesel biofuel heating system on a car was tested. As a result of experimental and computational studies, the feasibility of using diesel biofuels in car diesels under operating conditions has been confirmed. According to the results of the dissertation, the following is established.

1. According to the results of the analysis of existing research and statistical data, it is established that biofuels from utilized food waste of food fats have the highest profitability. However, today it is possible to partially replace diesel fuel with diesel biofuel, taking into account the physicochemical properties of both fuels.

2. A device for heating diesel biofuel has been developed, which allows the use of diesel biofuel in car engines. A feature of the developed device is the maintenance of fuel temperature when changing the speed and load within the required measurement limits. Tests were performed and temperature parameters of fuel before and after the heater were determined.

3. Experimental values set the required composition and appropriate temperature of additional heating of diesel biofuels

4. The mathematical model of movement of the Volkswagen Passat B4 car according to the chosen European driving cycle taking into account features of work of the diesel engine on diesel fuel and diesel biofuel is specified.

5. According to the results of calculations on the mathematical model of passenger car movement, it is established that the adequacy of the mathematical model is checked by Fisher's criterion.

6. Comparative bench tests of the Volkswagen Passat B4 car on the European driving cycle on diesel fuel and diesel biofuel are carried out.

7. The results of the dissertation are implemented in the Gas Institute of the National Academy of Sciences, and are also used in the educational process of the

National Transport University in training specialists in the specialties: "Industrial Engineering", "Road Transport" and "Energy Engineering"

Scientific novelty of the obtained results.

The expedient composition and additional heating of diesel biofuel are determined.

A device for heating diesel biofuel has been developed, which allows the use of diesel biofuel in car engines.

Tests and temperature parameters of the fuel heater were performed.

The mathematical model of movement of the Volkswagen Passat B4 car on the European driving cycle for works on diesel fuel and diesel biofuel is specified.

The practical significance of the obtained results.

A study was conducted to determine the viscosity-temperature characteristics of diesel fuel and diesel biofuel, as well as changes in the density of these fuels from temperature.

Based on the analysis of existing fuel heaters, 2 own fuel heaters (electric, liquid) were developed, the operation of which was tested on a motorless stand. A patent for the invention has been obtained for a liquid-type heater.

Preliminary bench tests were performed on VAG ASV 1.9 TDI and YuMZ-6 tractor with PM-80 diesel, to determine the rational composition of diesel biofuel and the appropriate heating temperature.

The plan of factorial experiment of the engine as a part of the Volkswagen Passat B4 car for definition of polynomial coefficients is carried out.

Keywords.

Diesel, diesel biofuel, fatty acid methyl esters, additional heating,

List of applicant's publications.

Publications in scientific professional publications of Ukraine.

1. Govorun A.G., Pavlovsky M.V., Bugrik O.V. About some features of adaptation of biodiesel fuels for diesels of modern vehicles in operation. // Bulletin of NTU. - 2015. - №2 (32). - p.49 - 57.

2. Govorun AG, Merzhievskaya LP, Pavlovsky MV, Bugryk OV Expansion of the fuel base of engines of wheeled vehicles using biodiesel fuels obtained from recycled agricultural waste // Visnyk of NTU. - 2016. № 34. - p.96-104.

3. Bugrik OV Prospects for the use of biodiesel fuels obtained by utilization of food industry waste in the engines of wheeled vehicles // Visnyk of NTU. - 2017. - №1 (37). - p.35 - 41.

4 Kovbasenko SV Improving the performance of vehicles using diesel biofuels from vegetable and recycled animal raw materials / S.V. Kovbasenko, V.V. Simonenko, OV Bugryk / Roads and road construction. Scientific and technical collection. - National Transport University. - K.№106. - 2019. - p. 34-39.

Publications in scientific periodicals of foreign countries

5. Govorun AG, Pavlovsky MV, Nazarenko MB, Bugryk OV, On some features of the use of biodiesel fuels in diesels with separate and undivided combustion chambers // Sustemy i srodki transportu samochodowego -Politechnika rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza– Rzeszow-2016 - Monograph nr.7 –Seria: Transport- p.145 - 150.

Probationary publications

6. Govorun AG, Bugrik OV 13 International scientific and technical conference // 69th scientific and technical conference of faculty, researchers, doctoral students and graduate students of BNTU. Minsk. - 2015. - volume 2. p.56-57.

7. Govorun AG, Bugrik OV Features of the use of biodiesel fuels in the engines of wheeled vehicles // VIII International scientific-practical conference "Modern technologies and prospects for the development of road transport", VNTU - 2015. p.71-73.

8. Govorun AG, Bugrik OV On some features of expanding the fuel base of wheeled vehicles // International scientific-practical conference dedicated to the 85th anniversary of the founding of KhNADU., Scientific works collection of abstracts of KhNADU - Kharkiv. - 2015. - p.114-115.

9. Govorun AG, Bugrik AV, On some features of the use of biodiesel fuels in modern diesels // International scientific and technical conference (69th scientific and technical conference of faculty, researchers, doctoral students and graduate students of BNTU). Minsk -2016-volume 2 - p.99.

10. Bugryk OV, Govorun AG The use of biodiesel fuels in diesels with separate and undivided combustion chambers // The latest ways to create, operate, repair and service cars. - Mykolaiv: University "International Technological University" Mykolaiv Polytechnic ", 2016. - p.40-42.

11. Govorun AG Expansion of the fuel base of engines of wheeled vehicles using biodiesel fuels obtained by utilization of food industry waste / Govorun AG, Merzhievskaya LP, Pavlovsky MV // LXXII scientific conference of faculty, graduate students, students and staff of separate structural units of the university: abstracts. - K.: HTY, 2016.

12. Govorun AG, Bugrik AV, Calculation and experimental data on the use of biofuels based on methyl ester of chicken fat in diesels // International scientific and technical conference (scientific and technical conference of faculty, researchers, doctoral students and graduate students of BNTU). Minsk, 2017.

13. Govorun A. Bugryk OV, Improving fuel efficiency and environmental performance of internal combustion engines by thermoelectric utilization of heat loss // LXXIII scientific conference of faculty, graduate students, students and staff of separate departments of the university: abstracts. - K.: HTY, - 2017. - c. 41-42.

14. A.G. Govorun A method of reducing emissions of nitrogen oxides with exhaust gases during engine operation on mixtures of compressed natural gas and biogas / A.G. Govorun, S.I. Shymanskiy, A.B. Bugrik // Science - education, production, economy: materials of the 16th International scientific and technical conference. -Minsk: BNTU, 2018. -T. 2.

15. M.B. Nazarenko Advantages and disadvantages of using biofuels in diesel vehicles / M.B. Nazarenko, O.B. Bugryk / Safety and ecology on road transport. Collection of materials of the scientific-practical conference (online), K SE "DerzhavtotransNDIproekt. - 2020 - p.75-80

16. Bugryk OV Adaptation of fuel equipment of modern diesels in operation when working on biofuels // LXXVI scientific conference of faculty, graduate students, students and staff of separate departments of the university: abstracts. - K: HTY, 2020. - c.41.

17. M.B. Nazarenko Advantages and disadvantages of using biofuels in diesel vehicles / MB Назаренко, O.B. Bugryk / Safety and ecology on road transport. Collection of abstracts of scientific-practical conference (online), K SE "DerzhavtotransNDIproekt. - 2020 - p.48.

Patents for inventions and utility model

18. Patent for invention № 114871 Ukraine F02M 31/02, F02D 19/06 "Multi-fuel engine power supply system" / Govorun AG, Bugryk OV, Krasnokutskaya ZI, Pavlovsky MV, Podpisnov V .WITH. / (Ukraine); Applicant and patent owner: National Transport University; application. 2017-02-10; publ. 10.08.2017, Bull. № 15.

19. Patent № 122625 Ukraine, IPC (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 "Method of using additives for diesel fuel, mixtures of diesel and biodiesel fuels" / Bugryk OV Govorun AG, Klimenko OA, Bugryk OV / (Ukraine); Applicant and patent owner: National Transport University; application. 10.04.2017; publ. January 25, 2018, Bull. № 2.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	18
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 Шляхи розширення паливної бази сучасних дизелів транспортних засобів.....	26
1.1 Використання біопалив із поновлювальних джерел енергії	26
1.2 Нормативні документи, що регулюють обіг та виробництво дизельних біопалив.	38
1.3 Виробництво дизельного біопалива на основі утилізованих відходів продовольчих жирів	43
1.4 Дослідження роботи дизелів транспортних засобів на біопаливах.....	58
1.5 Висновки до першого розділу	63
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ УМОВ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА З УТИЛІЗОВАНИХ ВІДХОДІВ ПРОДОВОЛЬЧИХ ЖИРІВ	64
2.1 Аналіз в'язкісно-температурних характеристик дизельного палива та дизельного біопалива на основі метилових ефірів жирних кислот.	64
2.2 Визначення раціонального складу сумішевого дизельного біопалива та температури його додаткового підігріву	68
2.3 Аналіз існуючих підігрівачів палив.....	74
2.4 Розробка системи живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для роботи на дизельних біопаливах	78
2.5 Висновки до другого розділу	82
РОЗДІЛ 3 УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ	84
3.1 Вибір випробувального їздового циклу для проведення досліджень.....	84

3.2 Уточнення математичної моделі руху автомобіля за Європейським їздовим циклом.....	94
3.2.1 Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху	95
3.2.2 Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження	96
3.2.3 Рушання автомобіля за буксуючого зчеплення	97
3.2.4 Розгін автомобіля при ввімкненому зчепленні	103
3.2.5 Рух автомобіля при зміні передачі	105
3.2.6 Усталений рух автомобіля.....	107
3.2.7 Гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням	108
3.2.8 Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням	109
3.3 Методика розрахунків витрати палива та масових викидів основних компонентів шкідливих речовин за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	110
3.4 Висновки до третього розділу	113
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ.	115
4.1 Випробування системи живлення дизеля з пристроєм для додаткового підігрівання дизельного біопалива	115
4.2 Мета і завдання експериментальних досліджень автомобіля з дизелем, що працює на дизельному біопаливі	119
4.3 Програми та об'єкти експериментальних досліджень автомобіля з дизелем, що працює на дизельному біопаливі	121
4.4 Методика проведення експериментальних досліджень на стенді тягових властивостей	126
4.5 Прилади і обладнання	126
4.6 Результати експериментальних досліджень.....	132
4.7 Виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей.....	138
4.8 Висновки до четвертого розділу.....	142

РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЯ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ.....	144
5.1 План двофакторного експерименту.....	144
5.2 Результати розрахункових досліджень дизеля, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	149
5.3 Результати розрахунків на математичній моделі руху автомобіля за Європейським їздовим циклом на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	151
5.3.1 Перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля за критерієм Фішера.....	154
5.3.2 Результати розрахункових та експериментальних досліджень руху легкового автомобіля за режимами Європейського їздового циклу, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі.....	157
5.4 Визначення загального коефіцієнта енергетичної ефективності дизельного біопалива	160
5.5 Висновки до п'ятого розділу	162
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	164
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	166
ДОДАТОК А.....	182
ДОДАТОК Б	186
ДОДАТОК В.....	188
ДОДАТОК Г	190

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ВГ – відпрацьовані гази

ШР – шкідливі речовини

БД – дизельне біопаливо

БП – біологічне паливо

ДП – дизельне паливо

ЦЧ – цетанове число

ЕСУ – електронна система управління

КТЗ – колісні транспортні засоби

МЕЖК – метилові ефіри жирних кислот

НТУ – Національний транспортний університет

КЖ – курячий жир

САРЧ – система автоматичного регулювання частоти

ХХ – холостий хід

КВ – колінчастий вал

ВСТУП

Енергоносії палива нафтового походження, які є вичерпними, тривалий час використовують, як основний вид палива. Проте останнім часом кількість нафти у світі зменшується, що вже призводить до негативних природних наслідків. Тому виникла необхідність в реформуванні паливно-енергетичного комплексу та пошуці застосування альтернативних джерел енергії. Це пояснюється зниженням темпів росту видобутку сировини, викликаним виробленням великих родовищ, незначним введенням в експлуатацію нових родовищ, помітним скороченням інвестицій у пошуково – розвідувальні роботи. Поряд зі зменшенням світових запасів нафти спостерігається тенденція підвищення цін на нафту і нафтові палива в усьому світі. На сучасному етапі виробництва та споживання енергоносіїв (палив) для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) виникла необхідність в реформуванні паливно – енергетичного балансу країни використанням альтернативних видів палив із поновлюваних джерел енергії.

Більш активне використання сучасних альтернативних силових установок дозволить знизити обсяг шкідливих викидів в атмосферу Землі, зменшити витрати на утримання транспортних засобів і збільшення їх ККД. Розробка таких технологій дасть можливість країнам, що зазнають дефіцит традиційного палива, зменшити свою енергетичну залежність.

Світовим лідером у використанні альтернативних видів палив є США, де на сьогоднішній день виробляють біопаливо як для двигунів з іскровим запалюванням, так і для дизелів.

Приблизно 90% дизельного біопалива (БД), в основному, отримують із соєвої олії, крім того використовують і інші види сировини, включаючи жири та олії тваринного чи рослинного походження, які підлягають утилізації.

Біодизель біологічно нешкідливий. При попаданні у воду він не завдає шкоди водній флорі та фауні. У воді або ґрунті піддається майже повному біологічному розпаду. При згоранні дизельного біопалива в атмосферу

викидається значно менше двоокису вуглецю (CO_2), ніж при згоранні звичайних видів палива. Існують, звичайно, і недоліки. Перш за все це низька морозостійкість. У нерозведеному вигляді біодизель може пошкодити гумові шланги й прокладки. Біодизель має певний термін придатності. Засмічує паливні апаратури та фільтри осадами під час експлуатації, тому як наслідок затрати на технічне обслуговування збільшуються.

Актуальність теми. Колісні транспортні засоби (КТЗ) є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. Їх кількість у світі невпинно зростає, що пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення на планеті та, як наслідок, зростанням перевезень пасажирів та вантажів. Крім зазначеного, тільки КТЗ можуть забезпечити перевезення пасажирів та вантажів від "дверей до дверей". Незважаючи на зручність та очевидні переваги, КТЗ мають і певні недоліки, а саме: забруднення навколишнього середовища та залежність від нафти. Транспорт споживає близько 20% всієї первинної енергії в світі, використовуючи при цьому в основному нафту. Така ситуація не прийнятна для країн, які не мають власних запасів нафти і які бажають мати стабільну економіку та енергетичну незалежність.

Усвідомлюючи ці проблеми, які постійно супроводжують використання автомобільного транспорту, спільноти багатьох країн вже давно почали приділяти серйозну увагу використанню альтернативних моторних палив, до яких належать біопалива, природний газ та водень.

Проте за сучасних умов збільшення кількості об'єктів харчової промисловості виникла необхідність в утилізації продуктів харчування, а саме продовольчих жирів, які створюють негативний вплив на навколишнє середовище. За деякими даними кількість відходів за добу може складати від декількох кілограмів до десятків тон.

Частковим вирішенням представлених проблем є переведення частини автомобільного парку, які є одними з основних забруднювачів навколишнього середовища, на біопаливо з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Тому актуальним є дослідження використання біопалив з утилізованих відходів продовольчих жирів дизелями КТЗ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконували згідно плану науково-дослідних робіт Національного транспортного університету (НТУ): на 2016 – 2017 роки за темою «Поліпшення показників транспортних засобів удосконаленням систем двигунів та застосуванням альтернативних палив», державна реєстрація №0116U007533, інвентарні №0716U002916, №0218U002039; на 2019 – 2020 роки за темою «Зниження витрати палива і шкідливих викидів двигунами дорожніх транспортних засобів оптимізацією конструктивних і експлуатаційних факторів», державна реєстрація №0119U100692.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є розширення паливної бази дизелів транспортних засобів та поліпшення екологічних показників автомобілів шляхом застосування дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- аналіз проведених досліджень по використанню дизельного біопалива рослинного походження та з утилізованих відходів продовольчих жирів;
- визначення раціональних параметрів використання дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів, зокрема, впливу складу суміші та температури палива на показники двигуна автомобіля;
- розробка системи живлення з пристроєм для додаткового підігрівання сумішевого біопалива;
- перевірка роботоздатності системи живлення з підігрівачем;
- уточнення математичної моделі руху автомобіля за Європейським міським їздовим циклом для визначення паливно-економічних та екологічних показників транспортного засобу при живленні дизельним паливом та сумішевим дизельним біопаливом з утилізованих відходів продовольчих жирів;

- проведення експериментальних стендових досліджень автомобіля з заміром показників роботи дизеля при живленні дизельним паливом і сумішевим дизельним біопаливом в різних режимах, необхідних для отримання залежностей, які описують двигун як споживач палива, джерело енергії та джерело шкідливих викидів;
- експериментальні дослідження паливно економічних та екологічних показників автомобіля в русі за Європейським їздовим циклом на моделюючому роликовому стенді;
- перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля за Європейським їздовим циклом.

Об'єкт дослідження. Зміна показників роботи дизелів і автомобілів в умовах експлуатації при живленні дизельним паливом та дизельним біопаливом з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Предмет дослідження. Предметом дослідження є паливна економічність та екологічні показники дизелів і автомобілів при використанні дизельного палива та дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Методи дослідження. Експериментальним методом досліджували, екологічні показники, паливну економічність автомобіля з дизелем за роботи на дизельному та сумішевому паливах. В результаті експериментальних досліджень отримано характеристики для визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей, які описують двигун як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів. Розрахунковим методом на математичній моделі визначали: паливну економічність і екологічні показники автомобіля за роботи дизеля на традиційному дизельному паливі та на суміші дизельного палива і метилового ефіру продовольчих жирів.

Наукова новизна одержаних результатів. Встановлено раціональні параметри використання дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів. Уточнено математичну модель руху легкового автомобіля з дизелем за роботи дизеля на традиційному дизельному паливі та

на сумішевому дизельному відповідно до режимів Європейського їздового циклу. Встановлено можливість розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням суміші дизельного палива і метилового ефіру продовольчих жирів в умовах експлуатації.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено та виготовлено систему живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для додаткового підігрівання сумішевого біопалива. Попередніми дослідженнями підтверджено роботоздатність системи живлення з підігрівачем на дизелі РМ-80 трактора ЮМЗ-6. Отримано значення раціонального складу та доцільної температури сумішевого дизельного біопалива.

Проведено експериментальні дослідження на автомобілі Volkswagen Passat B4 з дизелем VAG 1.9Tdi 1Z у системі живлення якого встановлено пристрій для додаткового підігрівання сумішевого дизельного біопалива. В результаті експериментальних досліджень отримано поліноміальні залежності, що описують дизель, як джерело енергії, споживач палива та джерело шкідливих викидів за роботи дизеля на традиційному дизельному паливі та на сумішевому дизельному біопаливі з утилізованих відходів продовольчих жирів.

Основні результати роботи прийнято для впровадження в Інституті газу Національної Академії Наук України та в Національному транспортному університеті в освітньому процесі при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, які подані та викладені в дисертації, отримано здобувачем самостійно. Робота [3] виконана одноосібно. В роботах, які викладені у співавторстві, автору належать: дослідження перспективи використання дизельного біопалива в дизелях, які отримано утилізацією відходів харчової промисловості [2,4,12]; пошук шляхів адаптації дизельного біопалива для використання дизельними транспортними засобами [1,17]; розгляд існуючих конструкцій підігрівачів

палив [7,11]; розширення паливної бази двигунів КТЗ використанням дизельного біопалива [8,9,10]; аналіз експлуатаційних показників дизелів в різних конструкцій камер згорання [5,6,15]; розрахунки на математичній моделі руху легкового автомобіля з дизелем, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі, за модифікованим Європейським їздовим циклом [13,14,16]; участь у створенні та вдосконаленні системи живлення дизеля з підігрівачем за роботи на дизельному біопаливі [18,19].

Апробація результатів дисертації.

Результати досліджень були представлені та схвалені на:

- LXXII, LXXIII, LXXVI наукових конференціях професорсько викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ, 2016, 2017, 2020 рр., м.Київ;
- міжнародних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, наукових співробітників, докторантів та аспірантів БНТУ, 2015 – 2018 рр., м.Мінськ;
- VIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ, 2015, м.Вінниця;
- міжнародній науково-практичній конференції присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ, 2015 р., м.Харків;
- всеукраїнській науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів», ВНТУ, м.Миколаїв, 2016 р.;
- науково-практичної конференції «Національна безпека України: актуальні проблеми та шляхи їх вирішення», Військова академія, м.Одеса, 2016 р.;
- міжнародній конференції «Sustemy i srodki transportu samochodowego» м. Жешов, Польща, 2016 р.

Публікації. Матеріали дисертації опубліковано у 19 публікаціях, з яких 4 статті у фахових виданнях України, 1 стаття в періодичному іноземному

виданні, в тезах 11 наукових конференцій, отримано 1 патент на винахід та 1 патент на корисну модель. Одну статтю опубліковано одноосібно.

Структура дисертації. Робота складається з вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації становить 192 сторінки, з них 153 сторінок основного тексту, 62 ілюстрації та 22 таблиці, 4 додатки і список використаних джерел зі 135 найменувань.

РОЗДІЛ 1

ШЛЯХИ РОЗШИРЕННЯ ПАЛИВНОЇ БАЗИ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1 Використання біопалив із поновлювальних джерел енергії

Колісні транспортні засоби (КТЗ) є одним з найпоширеніших видів сучасної техніки. Їх кількість у світі неупинно зростає, що пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення на планеті та, як наслідок, зростанням перевезень пасажирів та вантажів. Крім зазначеного, тільки КТЗ можуть забезпечити перевезення пасажирів та вантажів від "дверей до дверей" [1]. Незважаючи на зручність та очевидні переваги, КТЗ мають і певні недоліки, а саме: забруднення навколишнього середовища та залежність від нафти. Транспорт споживає близько 20% всієї первинної енергії в світі, використовуючи при цьому в основному нафту. Така ситуація не прийнятна для країн які не мають власних запасів нафти і які бажають мати стабільну економіку та енергетичну незалежність [2]. Усвідомлюючи ці проблеми, які постійно супроводжують використання автомобільного транспорту, уряди багатьох країн вже давно почали приділяти серйозну увагу використанню альтернативних моторних палив, до яких у першу чергу належать природний газ, біопалива та водень [3,4,5].

В зв'язку з виснаженням світових запасів викопуваних енергетичних ресурсів, зокрема нафти, суттєве зниження видобутку нафти очікується в середині ХХІ століття, а також з введенням більш жорстких вимог до викидів шкідливих речовин автомобілями прогнозується підвищення цін на нафту [6].

На рисунку 1.1 [7] показано динаміку виробництва біопалива в світі у 2000-2017 роках, країни-лідери з виробництва біопалива в світі у 2017 році, сільськогосподарські рослини, які придатні для виробництва біопалива. З рисунку видно, що світовими лідерами з виробництва біопалив є

США(36,9%), Бразилія(18,5%), Німеччина(3,3%), Аргентина(3,1%), Індонезія(2,3%), Франція(2,2%), Китай(2,1%), Таїланд(1,8%), Нідерланди (1,7%), Канада (1,2%).

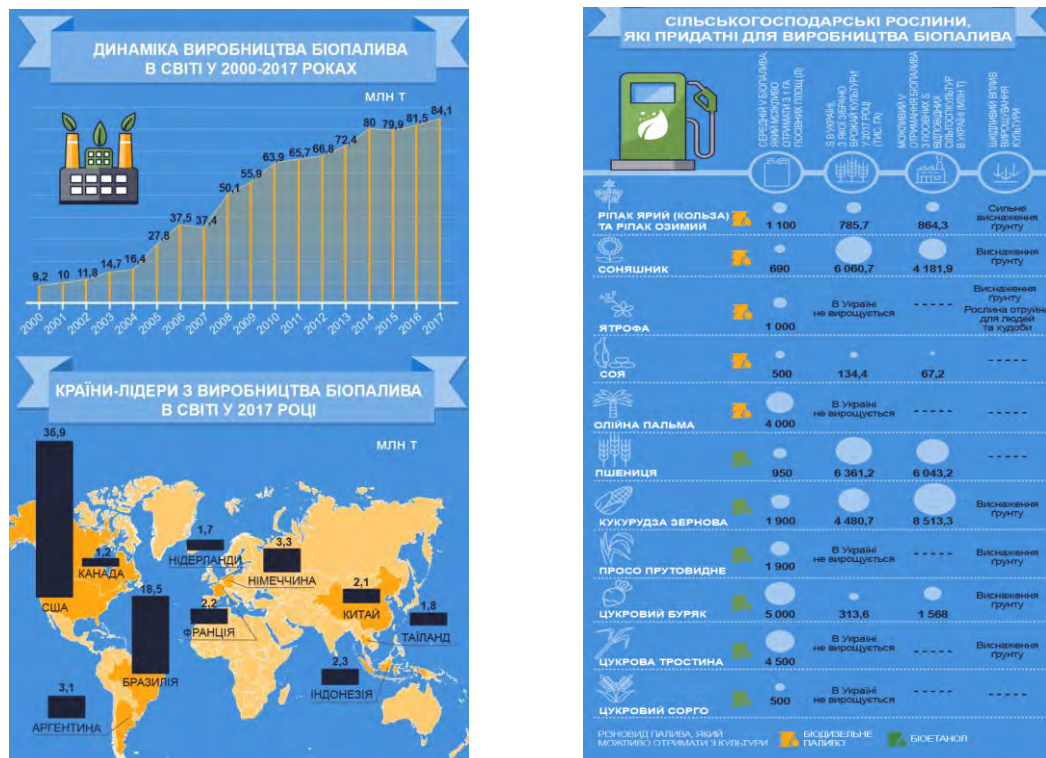


Рисунок 1.1 – Інформаційна довідка з інтернет порталу «Слово і Діло»

Виробництво біопалива за рисунком 1.1 збільшується з роками, це пов'язано з виснаженням природних не відновлюваних джерел енергії нафти та газу [8].

Основними факторами для розширення використання біопалив є:

- вичерпність світових запасів нафти та природного газу, за прогнозами до 2040 – 2050 рр. [9];
- постійне зростання цін на палива мінерального походження;
- глобальні проблеми екологічної безпеки;
- можливість зниження залежності від імпорту енергоресурсів.

Сьогодні у ЄС основна частина виробництва біопалива припадає на біодизель, вироблений з насіння олійних культур (ріпаку) [10]. За прогнозами, у країнах Євросоюзу буде розширюватися виробництво

біоетанолу з пшениці та кукурудзи, а також цукрових буряків. Положеннями Директиви 2012/27/ЄС про енергетичну ефективність, обмежено частку біопалива першого покоління (з 10 до 5% до 2020 р.) і заохочується розроблення біопалива другого покоління [11].

Як біопаливо першими почали використовувати традиційні сільськогосподарські культури з високим вмістом жирів, крохмалю, вуглеводів [12]. Рослинні крохмаль і цукри переробляються на етанол. Однак використання таких сировин виявилось вкрай незручним: крім витратного землекористування, виснаженням ґрунтів і потребами в їх обробці, додаванні добрив та пестицидів виникають відповідні проблеми із реалізацією харчових продуктів на ринку [13]. Таку сировину відносять до першого покоління [14]. Схему сировинної бази для виробництва біопалив наведено на рис. 1.2.

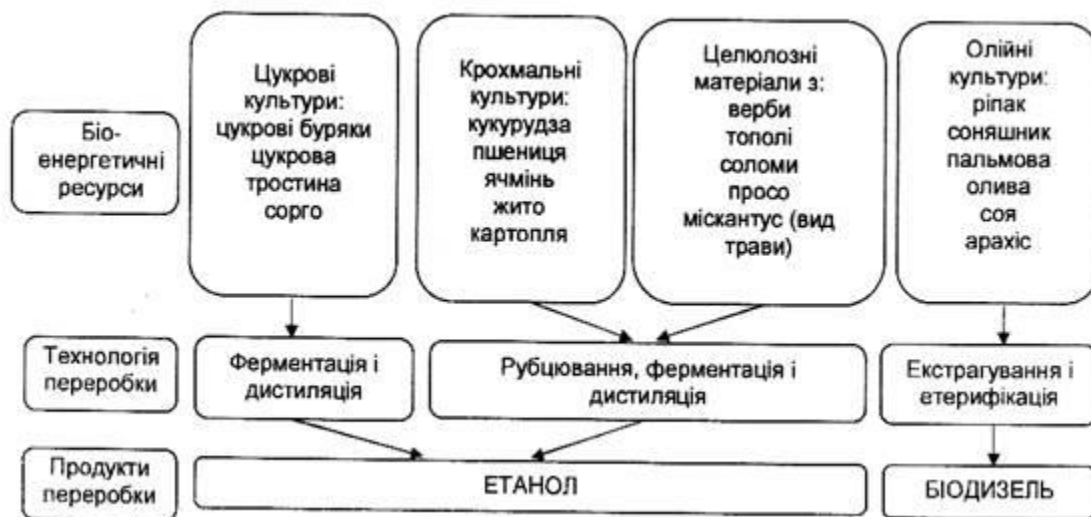


Рисунок 1.2 – Схема сировинної бази для виробництва біопалив

Сьогодні біопаливо другого покоління або «покрашене біопаливо» виробляється за новими технологіями з непродовольчої біосировини, що дозволяє послабити конверсію продовольства в паливо, а також зростання цін на продовольство у світі [15]. Сировиною для такого біопалива слугують

окремі види спеціально вирощуваних енергетичних рослин, відходи деревопереробки та харчові відходи [16].

Основні переваги біопалива 2-го покоління порівняно з біопаливом 1-го покоління:

- різноманітність біологічної маси, придатної до переробки;
- більш висока ефективність виробництва – в середньому на 30 – 40%;
- суттєве скорочення викидів деяких видів парникових газів у процесі використання біопалива може досягати 90% (біопаливо 1-го покоління – до 50%).

Нові установки, введені в дію з січня 2008 року, що виробляють біопаливо для транспорту, електроенергії, опалення чи охолодження, мають забезпечувати 35% скорочення викидів парникових газів у порівнянні з використанням звичайного викопного палива. Цей показник зростає до 50% у 2017 році та до 60% з 2018 року (рис. 1.3).

Зокрема, в Бельгії з 1 січня 2017 р. на АЗС припинено продаж бензину Super 95, який замінено біоетанолом E10. Перехід на біоетанол E10 регламентований відповідним королівським указом, що відповідає вимогам Євросоюзу.

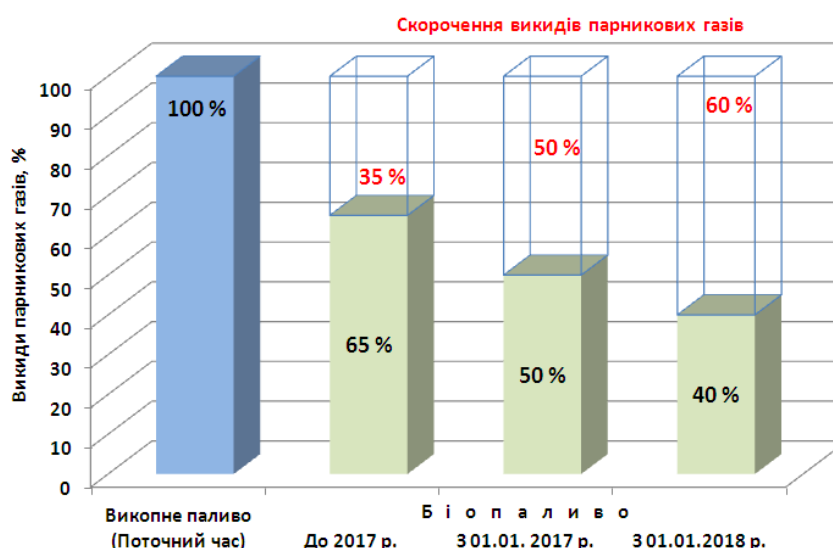


Рисунок 1.3 – Скорочення викидів парникових газів від біопалива згідно критеріям сталості (стабільності)

Європа широко впроваджує біопаливо на транспорті, причому навіть в авіації. Наприклад, у Німеччині продаж біоетанолу E10 розпочався ще у 2011 р., коли компанія Lufthansa перша в світі здійснила регулярний рейс з використанням біопалива, а в березні 2013 р. літак вперше здійснив комерційний трансатлантичний авіапереліт повністю на біопаливі [17].

Подібно до вугілля й нафти, біомаса — це форма збереженої сонячної енергії. Сонячна енергія поглинається під час процесу фотосинтезу рослин.

Згідно з аналізом міжнародного енергетичного агенства у 2020 р. приблизно 15% автомобільного палива виготовлено з біомаси.

На рис. 1.4 наведено схема поколінь біопалив.

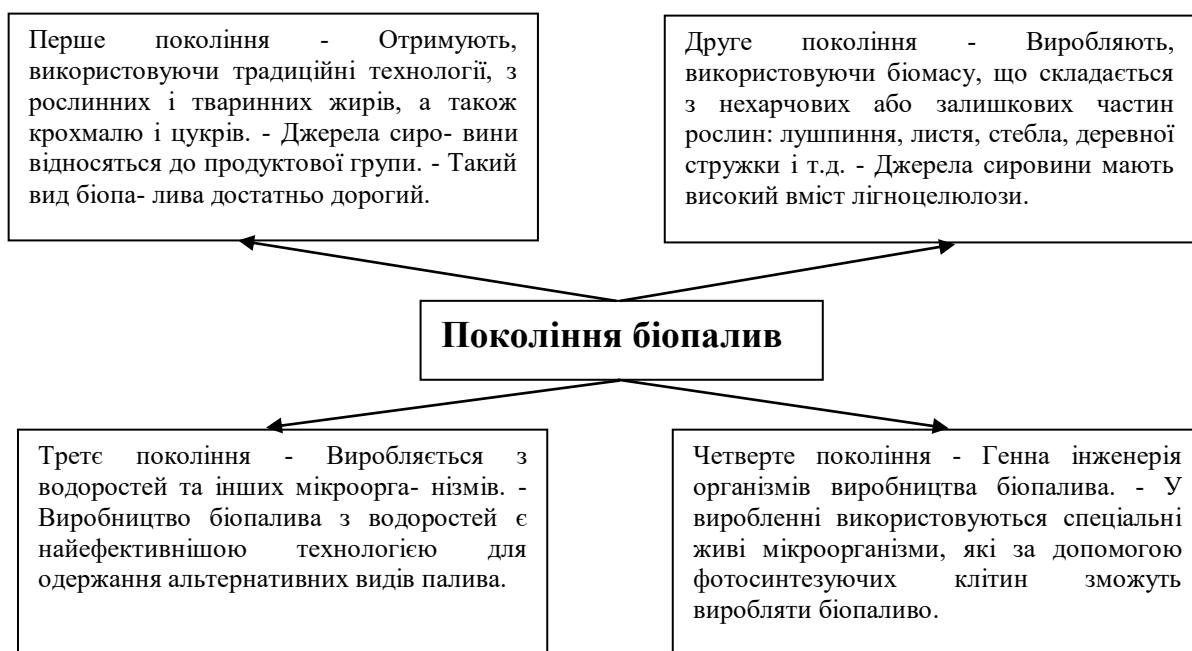


Рисунок 1.4 – Схема поколінь біопалив

Однією з переваг біологічного палива в порівнянні з іншими типами палива — те, що воно повністю розкладається мікроорганізмами, і тому відносно безпечно для довкілля [18].

Сільськогосподарська продукція, яку вирощують для використання як біопаливо, включає кукурудзу і сою (передусім у США) [19], льон та ріпак (перш за все в Європі) [20], цукрову тростину в Бразилії й пальмову олію в Південно-Східній Азії [21]. Розкладена мікроорганізмами продукція

промисловості, сільського господарства, лісового господарства та побутові відходи також можуть використовуватися для отримання біоенергії, наприклад, солома, лісоматеріал, добриво, рисове лушпиння, стічні води й залишки продуктів харчування [22] (рис. 1.5). Ці продукти перетворюються на біогаз через анаеробне травлення. Біомаса, яка використовується як паливо, також часто складається з недовикористаної продукції, такої як соломи й відходів тваринництва.



Рисунок 1.5 – Класифікація сировини для виробництва твердого біопалива

Вартість традиційного дизельного біопалива з ріпаку в Європі становить близько 1 дол США за літр дизельного еквівалента, а за деякими оцінками – ще нижче (0,7 дол США за літр дизельного еквівалента), оскільки економіка виробництва дизельного біопалива залежить від багатьох факторів, включаючи реалізацію на ринку побічних продуктів. Найдешевше БД виробляється з жирів тваринного походження: його вартість складає близько 0,5 дол США за літр.

Сьогодні Китай нарощує обсяги виробництва біоетанолу, і очікується, що його виробництво буде щорічно зростати протягом наступних десяти років більш ніж на 15%.

У Сполучених Штатах, згідно з Федеральним законом 2007 р. та національним стандартом із поновлюваних видів палива, нафтопереробні заводи зобов'язані щорічно застосовувати під час виробництва бензину 50 млрд.л. біопалива що, за даними Міністерства енергетики США, дозволить знизити обсяг споживання нафти майже на 14% [17].

Литва втілила три основні речі, які необхідно запровадити до паливно-енергетичного комплексу України, а саме з 2008 року по 2014 рік литовський регулятор забезпечив додаткову 6% рентабельність на інвестиції в установки генерації тепла з біомаси на 16 років. Ця додаткова рентабельність додавалась до звичайної 5% рентабельності, що діяла на інші види теплогенеруючих установок, і при 2% інфляції стимулювала компанії з централізованого теплопостачання інвестувати у теплогенеруючі установки на біомасі й скорочувати інвестування у менш прибуткові установки на викопному паливі. Підвищений попит на біопаливо, що став результатом регуляторного стимулювання, потребував прозорого механізму закупівлі біопалива у великих кількостях. Як результат, у 2012 році Литва запровадила біопаливну біржу Baltpool. Частка біомаси, придбаної через неї, зросла з 1% у 2013 році до 86% у 2016 році [23].

Для підвищення октанового числа використовується паливний етанол (етиловий спирт), як 8 – 20% добавка до звичайних бензинів[24]. Сировиною для одержання етанолу служать різні продукти природного біосинтезу. Зокрема, у Канаді для цього використовується зерно кукурудзи, з 1 т якого одержують до 400 л етанолу та високопротеїновий корм для худоби [25].

Біопаливо можна отримати з олійних сільськогосподарських культур та можна використовувати його в чистому вигляді або як добавку до сумішевого дизельного палива з врахуванням максимальних значень добавки [26].

Завдяки кращим економічними та енергетичними показниками в світовому автомобільному парку людство частіше використовує дизелі. Проте сумарна токсичність дизелів потребує покращення, а саме зниження шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ) оксидів азоту та сажі, до якої входять тверді частинки. Ці вимоги стосуються як вантажного автомобільного транспорту так і легкового, тому для поліпшення екологічності було запроваджено екологічні норми Євро 0 – Євро 6 [27].

В таблицю 1.1 внесено значення викидів шкідливих речовин (ШР) в дизелях [28].

Таблиця 1.1 – Норми викидів токсичних компонентів дизеля транспортних засобів повною масою понад 3,5 тони

Норми	Норми викидів токсичних компонентів ВГ, г/(кВт·год)			
	Оксиди азоту NO _x	Монооксид вуглецю CO	Вуглеводні CmHn	Тверді частки (для двигунів потужністю більше 85 кВт)
Євро-0 (EU0)	14,4	11,2	2,4	-
Євро-1 (EU1)	8,0	4,5	1,1	0,36
Євро-2 (EU2)	7,0	4,0	1,1	0,15
Євро-3 (EU3)	5,0	2,1	0,66	0,10
Євро-4 (EU4)	3,5	1,5	0,46	0,02
Євро-5 (EU5)	2,0	1,5	0,46	0,02
Євро-6 (EU6)	0,4	1,5	0,13	-

Завдяки високим паливно-економічним показникам дизелі отримали широке розповсюдження як силові установки транспортних засобів. Максимальна сумарна потужність дизелів зосереджена у вантажному і пасажирському автотранспорті та на самохідних сільськогосподарських машинах. Крім зазначеного, дизель також є доволі привабливим в плані споживання альтернативних моторних палив. В залежності від потреби і наявної сировинної бази, після відповідного переобладнання, дизель може

працювати як на перелічених альтернативних паливах так і на їх сумішах з дизельним паливом [29]. Найменші зміни в конструкцію двигуна та його паливної системи вносяться при переведенні його на роботу на дизельні палива.

З точки зору енергетичної та економічної доцільності, на сучасному етапі розвитку технології виробництва дизельних біопалив та існуючої сировинної бази, більш доцільно використовувати біопалива як добавки до штатного палива [30].

Двигуни з іскровим запалюванням вантажного транспорту, міських та міжміських автобусів частково замінили на дизелі. І близько половини легкових автомобілів також обладнані дизелями [31].

На сьогодні є два основні напрями розширення сировинної бази дизельних біопалив:

- цілеспрямоване вирощування технічних культур, з яких отримують сировину для виробництва біопалива;
- раціональна утилізація (повторне використання) відходів виробництв, побутових відходів, стічних вод та інше.

Перший напрям прийнятний лише у тому разі, якщо це не є перепорою у вирощуванні продуктів харчування. Проте в багатьох країнах вирощування технічних культур на родючих землях вважають недоцільним.

Другий напрям, більш привабливий з низки причин:

- запобігає забрудненню довкілля;
- розширює сировинну базу для виробництва моторних палив;
- зменшує собівартість біопалив;
- підвищує енергетичну ефективність використання біопалив.

Найбільшу привабливість та рентабельність мають біопалива отримані з рослинних олій та жирів, які повністю виконали свої продовольчі функції та підлягають подальшій утилізації [32]. Вони можуть бути альтернативою сировиною для виробництва дизельних біопалив. Це може бути технічний курячий жир (ТКЖ), отриманий з жировмістних відходів птахопереробних

підприємств (ЖВПП), вартість якого втричі нижча у порівнянні з оліями рослинного походження. ТКЖ добувають з пір'я, крові, субпродуктів, м'ясо-жирових відходів, що за лишаються після розділення тушок і виробництва м'ясо-кісткового борошна [33].

В Україні на сьогодні гостро постає питання про поліпшення енергонезалежності та розвитку відновлюваної енергетики. Одним з головних завдань уряду будь-якої країни є зниження залежності від нафтопродуктів та підвищення енергетичного комплексу країни. Саме тому це питання є актуальним для України сьогодні.

Україна має потенціал для десятикратного збільшення використання відновлювальних джерел енергії. З них 73% припадає на теплову енергію, 20% – на виробництво електроенергії і 7% – на транспорт. Майже 80% обсягу енергії забезпечуватиме біомаса, включаючи обігрів будівель і промислових підприємств (зокрема, централізоване теплопостачання), виробництво електроенергії та палива [34]. В Україні частка біоенергетики у загальній структурі споживання енергії дуже низька порівняно із ЄС. Якщо у ЄС біоенергетика займає 18-20% ринку, то у нас цей показник на рівні – 5%. Проте потенційно «зелена» електроенергія може задовольнити усі потреби населення [35].

Потреби аграрного сектора України в енергоносіях задовольняються за рахунок невідновлюваних джерел. Щорічно сільське господарство споживає 3,7-4,5 млн. т. дизельного палива. Оскільки Україна 75-85 відсотків енергоносіїв імпортує, національна економіка є залежною від імпорту нафтопродуктів, що значно перевищує існуючий рівень енергетичної безпеки багатьох інших європейських країн. Нестабільність ринку нафтопродуктів, зростання цін на сиру нафту на світовому ринку загострює необхідність забезпечення використання альтернативних видів палива. Особливо актуальним є вивчення можливостей застосування в аграрній сфері альтернативних джерел енергії, оскільки їх використання поки що мінімальне. Причинами гальмування даного процесу є відсутність чіткої

стратегії розвитку, в якій були б враховані фактори впливу забезпечення енергетичної та продовольчої безпеки, зобов'язань про певну динаміку розвитку виробництва і використання біопалив, відсутність контролю за якістю біопалива на всіх етапах його виробництва та реалізації; несприятливі умови для залучення інвестицій, відсутність промислової бази для переробки зерна ріпаку, нестача коштів для стимулювання й реалізації енергоощадних та екологічно безпечних технологій, експорт значної частки вітчизняного зерна ріпаку, висока ціна на сировину. Така ситуація зумовлена тим, що нині виробництво дизельного біопалива не вигідне при його подальшій реалізації, однак економічно доцільне при споживанні самим виробником [6].

Виробничі потужності дизельного біопалива необхідно розміщувати недалеко від спиртових заводів та наявної сировини, з якої буде вироблено БД, тому що необхідно враховувати всі енергетичні затрати для повного циклу виробництва біопалива. Цей фактор впливає на процес ціноутворення дизельного біопалива в цілому.

На сучасному етапі розвитку автомобілебудування основними напрямками удосконалення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) залишаються поліпшення показників їх паливної економічності та екологічності. Відомо, що поршневі ДВЗ належать до класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо в циліндрі двигуна. Як наслідок хімічної реакції палива з киснем повітря, яке потрапляє в циліндр, утворюються газоподібні продукти згорання з високим тиском і температурою [68]. Теплові двигуни є основним джерелом енергії для транспортних засобів. Сучасна спрямованість на використання для живлення ДВЗ палив, які отримують з поновлюваних джерел, зумовлена зростанням дефіциту традиційних моторних палив з сировини природного походження [37].

На сьогодні в Україні є близько 13 виробників біоетанолу. Шість із них працюють досить успішно – Зарубінський, Гайсинський спиртзаводи, приватні заводи Екоенергія та Фазор, а також Узинський і Гнідавський

цукрові заводи. За минулий рік вони виробили 80 тис. т біоетанолу, який пішов на виробництво альтернативного палива [38]. Мапу України з розташуванням на ній заводів-виробників біоетанолу наведено на рис. 1.6.

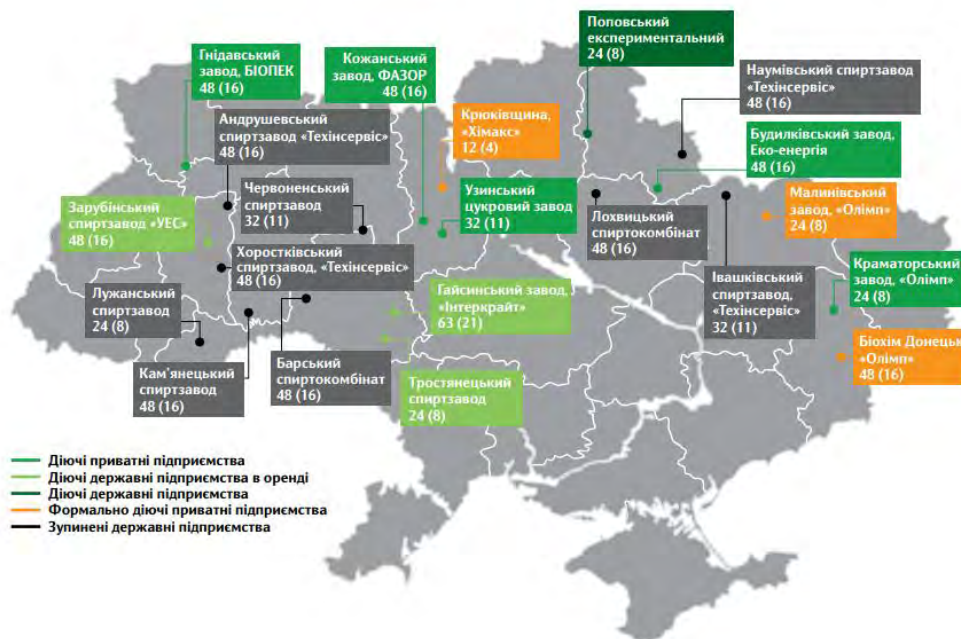


Рисунок 1.6 – Заводи-виробники біоетанолу в Україні

Виробництво та використання дизельного біопалива отримало найбільший розвиток в європейських країнах. Понад дві третини потужностей з виробництва дизельного біопалива доводиться на Німеччину, Італію та Францію. Обсяги його виробництва зростають з темпом декількох десятків відсотків на рік.

Світове виробництво біодизелю у 2022 році прогнозується на рівні 41 млн.л. найбільшими виробниками будуть країни ЄС – 55%, США – 15%, Бразилія – 8%, Таїланд та Аргентина – 3%. Дані наведені на рисунку 1.7.

Перехід транспорту на утилізоване паливо та паливо, яке повністю виконало свої продовольчі функції дозволить частково вирішити проблему сучасності – частково задовольнити постійно зростаючі потреби в енергії без збитку для навколишнього середовища [39].

Економія енергоносіїв нафтового походження, необхідність зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів, а також

обмеження діоксиду вуглецю в атмосферу змушують більшість країн вести пошук шляхів зниження рівня впливу теплових двигунів на навколишнє середовище.

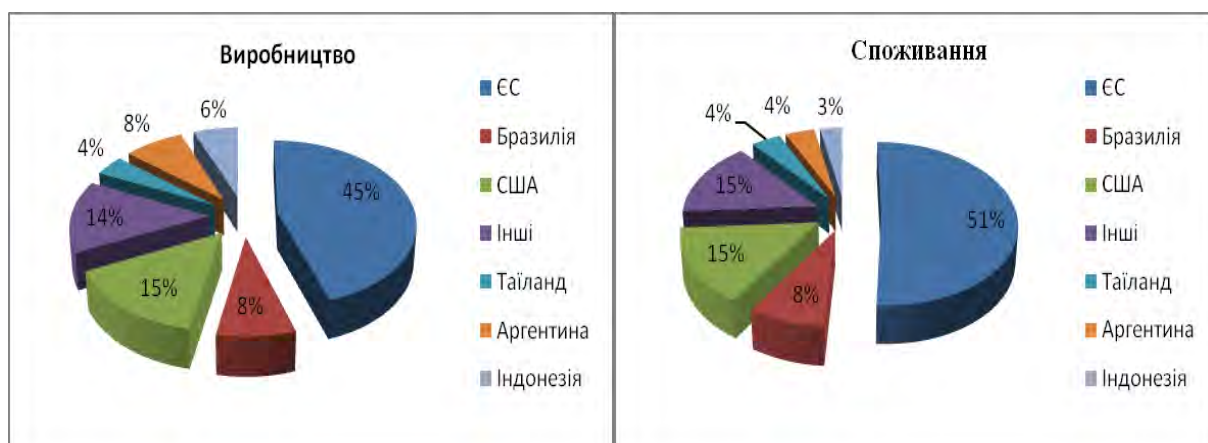


Рисунок 1.7 – Прогноз світового виробництва та споживання біодизелю на 2022 рік

Постійне зростання вартості нафтових палив призводить до надмірних витрат з боку основних споживачів світлих нафтопродуктів.

Перехід транспорту на утилізоване паливо та паливо, яке повністю виконало свої продовольчі функції дозволить в деякій мірі вирішити проблему сучасності – частково задовольнити постійно зростаючі потреби в енергії без збитку для навколишнього середовища.

1.2 Нормативні документи, що регулюють обіг та виробництво дизельних біопалив

На саміті 24 – 25 жовтня 2014 р. Главами держав і урядів країн-членів ЄС схвалено представлену Єврокомісією Європейському Парламенту та Раді Стратегію Енергетичного союзу ЄС до 2030 р. («Energy Efficiency and its contribution to energy security and the 2030 Framework for climate and energy policy» (COM(2014) 520, 23.07.2014) [17], щодо енергетичної політики з енергоефективності та протидії змінам клімату на період до 2030 р., цілями якої для країн-членів ЄС визначено: зниження викидів парникових газів на

40%, поліпшення енергоефективності на 27% і підвищення на 27% використання поновлюваних джерел енергії в енергетичній сфері Євросоюзу, що значно перевищує раніше прийняті відповідні показники в Енергетичній стратегії ЄС до 2020 р. Наступним кроком стало прийняття Європейською Комісією (ЄК) 25 лютого 2015 р. «Рамкової стратегії для сильного Енергетичного союзу з прогресивною політикою щодо клімату» (Стратегія Енергетичного союзу) COM(2015) 80, якою визначено конкретні цілі та пріоритети з планом дій щодо прийняття відповідної законодавчої бази до 2018 р.

На подальший розвиток положень Директиви RED було прийнято Директиву 2009/30/ЄС від 23 квітня 2009 р. [40]. Головна мета якої полягає в сприянні більш широкому використанню добавок біоетанолу в бензинах і впровадженні механізму звітності по зниженню емісії парникових газів (ПГ) від моторних палив. Відповідно мають бути встановлені більш жорсткі екологічні вимоги до ряду паливних параметрів.

У рамках ЄС і за його участі створено ряд інституційних механізмів, в сфері енергетики, що серед іншого регулюють використання поновлюваної енергетики. Так, Директивою RED передбачене створення спеціальних комітетів з поновлюваних джерел енергії та з стійкості біопалива та біорідин, а Директивою 2009/30/ЄС створено спеціальний Комітет для моніторингу координації 36.

Директивою RED визначено критерії: стійкості для всіх видів біопалива (ст. 17), що виробляються або споживаються в ЄС, для забезпечення їх сталого та екологічно чистого виробництва; контролю за дотриманням критеріїв стійкості для біопалива та біологічних рідин (ст. 18); розрахунку викидів парникових газів біопалива та біологічних рідин (ст. 19).

При цьому Європейська комісія констатувала, що на момент прийняття Директиви RED не були передбачені нормативні вимоги стійкості для твердих і газоподібних видів біомаси, крім ряду рекомендацій для країн-членів ЄС. Положення директиви RED зобов'язують Єврокомісію здійснити

та запровадити звіти щодо розробки критеріїв стійкості виробництва для інших видів біомаси.

Враховуючи зазначене, у 2013 р. до Директиви 2009/28/ЄС було внесено доповнення, що визначають критерії стійкості твердих і газоподібних видів біомаси, які використовуються при виробництві електро- та теплоенергії, та до біометану, що заміщує природний газ (оновлена Директива 2009/28/ЄС – RED II).

Основні критерії стійкості біопалива:

- біопаливо має забезпечити зниження викидів парникових газів щонайменше на 35% порівняно з викопним паливом. Усі викиди життєвого циклу враховуються при обчисленні зниження викидів парникових газів, що включає викиди від вирощування, переробки та транспортування;

- землекористування, а саме, біопаливо не може бути вирощене на заповідних територіях, землях з високим вмістом вуглецю, такими як водно-болотні угіддя чи ліси; біопаливо не може бути вироблено з сировини, отриманої з земель з високим біологічним різноманіттям, такими як первинні ліси або високогірні багатства. Виробництво біопалива не повинно призводити до скорочення запасів вуглецю як в наземній біосфері, так і в ґрунтах.

Крім Директиви RED для стимулювання в галузі виробництва моторних біопалив внесено ряд положень до Директиви 2012/27/ЄС Європейського Парламенту і Ради про енергетичну ефективність, про зміну Директив 2009/125/ЄС і 2010/30/ЄС та скасування Директив 2004/8/ЄС і 2006/32/ЄС, які обмежують частку біопалива першого покоління (з 10 до 5% до 2020 р.) і заохочують розроблення біопалива другого покоління. Після 2020 р. в країнах ЄС фінансуватиметься лише виробництво біопалива, яке сприяє зниженню викидів парникових газів (ПГ) і вироблятиметься з нехарчових рослин і біомаси.

Більш детально приклад однієї зі схем розрахунку показників скорочень викидів ПГ в результаті використання біопалива розглянемо нижче (рис. 1.8).

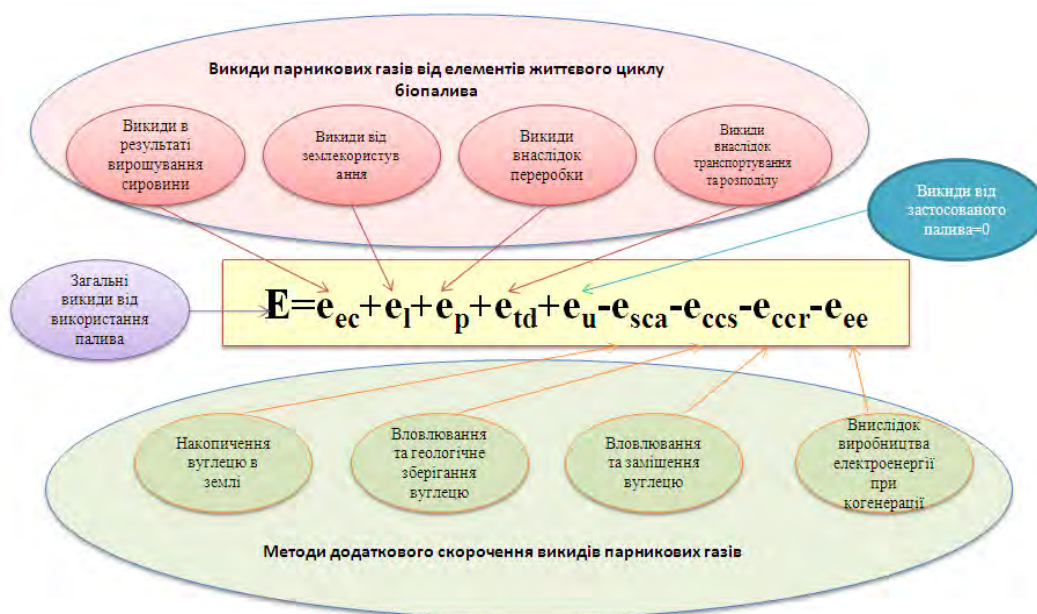


Рисунок 1.8 – Формула розрахунку викидів ПГ від біопалива та біопаливних рідин

Для стимулювання в галузі виробництва моторних біопалив використовуються: директива RED, Директива 2009/30/ЄС та Директива 2015/1513 37.

В теперішній час до палив, які отримують із поновлюваних джерел відносять рослинні олії (ріпакова, соняшникова, арахісова, соєва та інші) [41, 42, 43, 44, 45], ефіри, спирти, біогаз та тваринні жири (курячий, свинний, говяжий).

В Україні розпочато створення відповідної законодавчої бази використання біопалива, зокрема підписано Закон «Про альтернативні види палива» від 21.05.2009 р. [46], пріоритетність цього завдання підкреслюється і Указом Президента України «Про заходи для розвитку виробництва палива з біологічної сировини» 26.09.2003 р. [47], затверджено ДСТУ 6081:2009 [48] та ДСТУ 7166:2010 [49], щодо використання метилових ефірів жирних

кислот та ДСТУ 7166:2010 [50], щодо використання біоетанолу в паливах, а також прийнята постанова Кабінету Міністрів України від 01.08.2013 №927 «Про затвердження Технічного регламенту щодо вимог автомобільних бензинів, дизельного, суднових та котельних палив» [51].

Основні міжнародні стандарти показано в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Міжнародні стандарти на біопалива

Директиви	Стандарти
2009/28 EC (RED)	EN 590 (2013)
2009/30 EC (FQD)	EN 14214 (2014)
EU 2015(1513) ILUC	EN 228(2014)
	EN 15376(2014)
	EN 16214(2012-2014)

Відповідно до статі 1 закону України «Про альтернативні види палива» терміни вживаються у такому значенні:

альтернативні види палива - тверде, рідке та газове паливо, яке є альтернативою відповідним традиційним видам палива і яке виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини;

біологічні види палива (біопаливо) - тверде, рідке та газове паливо, виготовлене з біологічно відновлювальної сировини (біомаси), яке може використовуватися як паливо або компонент інших видів палива [46].

Відповідно до ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги» **дизельне біопаливо** – моторне паливо, що виготовлене з сировини біологічного походження для використання у двигунах із запаленням від стиснення, **метилові ефіри жирних кислот для дизельних двигунів** – дизельне біопаливо, складниками якого є суміші метилових ефірів жирних кислот, що їх виробляють із рослинних олій та тваринних жирів, тому в подальшому в роботі буде використано ці терміни та поняття.

Біопаливо має забезпечити зниження викидів парникових газів щонайменше на 35% порівняно з викопним паливом. Усі викиди життєвого циклу враховуються при обчисленні зниження викидів парникових газів, що включає викиди від вирощування, переробки та транспортування.

Біопаливо не може бути вирощене на природоохоронних територіях. Виробництво біопалива не повинно призводити до скорочення запасів вуглецю як в наземній біосфері, так і в ґрунтах.

БД в Україні виробляють за стандартом ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот, олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні умови». Цей стандарт гармонізований з Європейським стандартом EN 14214:2003 «Паливо для автомобілів. Метилові ефіри жирних кислот для дизельних двигунів. Вимоги і методи аналізу». Також діє ДСТУ 7178:2010 «Паливо альтернативне. Естери етилові жирних кислот, олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги та методи контролювання».

1.3 Виробництво дизельного біопалива на основі утилізованих відходів продовольчих жирів

На сучасному етапі розвитку виробництва енергоносіїв для ДВЗ виникла необхідність в реформуванні енергетичного балансу, а саме в перетворенні його на такий, що базується на поліенергетиці, тобто системі, яка використовує декілька джерел для виробництва енергії. Основою поліенергетики є перехід від використання тільки традиційних енергоносіїв (світлих нафтопродуктів) до використання також альтернативних, які отримують з джерел з менш обмеженими сировинними ресурсами або з поновлювальних джерел.

Біодизель є одним з перспективних рідких видів альтернативних палив, який може замінити або доповнити традиційне дизельне паливо [17]. Його джерело – рослинні масла, отримані з насіння олійних (соя, соняшник, ріпак) або інших культур. Як сировина для виробництва біопалива застосовується

також масло, яке вже було використане для смаження, а також жири тваринного походження. Дизельне біопаливо, отримане з рослинних масел, цілком придатне для стандартних двигунів – у чистому вигляді або в суміші зі звичайним дизельним паливом.

Виробництво та використання дизельного біопалива отримало найбільший розвиток в європейських країнах. Понад дві третини потужностей з виробництва дизельного біопалива припадає на Німеччину, Італію та Францію. Обсяги його виробництва зростають з темпом декількох десятків відсотків на рік. На рисунку 1.9 зображено енергетичні та сировинні затрати для виробництва дизельного біопалива з утилізованих продовольчих жирів.

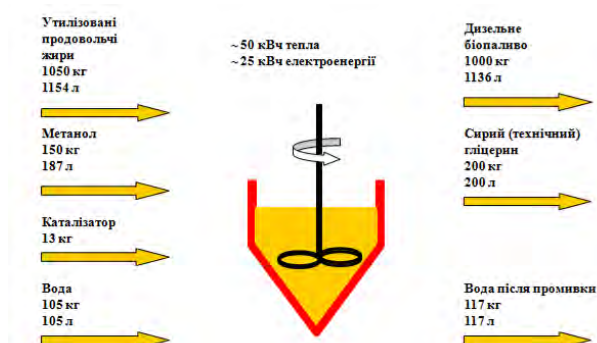


Рисунок 1.9 – Баланс сировини, допоміжних матеріалів, енергоносіїв та продукції при виробництві дизельного біопалива

Тваринні жири, такі як яловичий жир та курячий жир є побічними продуктами м'ясної промисловості і є дешевою сировиною для виробництва дизельного біопалива. Основними жирними кислотами, які складають яловичий жир є олеїнова (42,7%), пальмітинова (23,8%) та стеаринова (12,7%).

До курячого жиру в основному входять такі жирні кислоти: олеїнова (40,9%), пальмітинова (20,9%) та лінолева (20,5%) [52]. Через дуже низьку концентрацію поліненасичених жирних кислот у яловичому жирі відповідні метилові ефіри демонструють чудову окислювальну стійкість. У курячому

жирі завдяки високому вмісту поліненасичених жирних кислот відповідні метилові ефіри демонструють погану окислювальну стабільність [53, 54].

На рисунках 1.10 та 1.11 показана динаміка виробництва деяких видів промислової продукції в Україні відповідно до даних Державної служби статистики, зокрема:

- нехарчових жирів та олій тваринного чи рослинного походження, хімічно модифікованих; сумішей жирів та олій тваринного чи рослинного походження,
- жирів свійської птиці, які підлягають утилізації, але можуть бути сировиною для отримання біопалив.

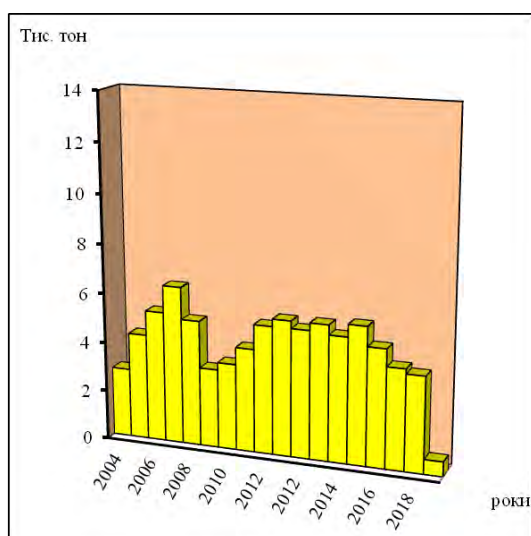


Рисунок 1.10 – Виробництво жирів та олій тваринного чи рослинного походження, хімічно модифікованих; сумішей жирів та олій тваринного чи рослинного походження, нехарчових в Україні у 2004-2019 роках

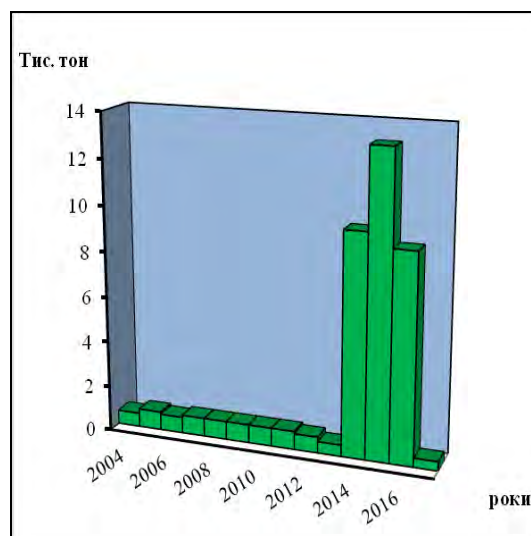


Рисунок 1.11 – Виробництво жиру свійської птиці в Україні 2004-2017 роках

Постає питання про достатність сировинної бази для отримання необхідного обсягу палива для забезпечення потреб транспорту.

Особливо гостро постане питання про розширення використання дизельних біопалив коли виникне дефіцит енергоносіїв необхідних для виробництва продуктів харчування [55].

Олії чи жири, які виконали свої продовольчі функції можна отримати в фаст-фудах великих міст, або при масовому виробництві напівфабрикатів [56].

Для порівняння нижчі теплотворні здатності різних палив занесено до таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Енергоємність транспортних палив

Нижча теплота згорання	Паливо							
	Біоетанол	Дизельне біопаливо	Фішер-Тропп дизель	Гідроочище на рослинна олія	Чиста рослинна олія	Бензин	Дизельне паливо	Біоетанол
Вміст енергії у вазі, МДж / кг)	27	37	44	44	37	43	43	27
Вміст енергії за об'ємом, МДж / л)	21	33	34	34	34	32	36	21

На сьогоднішній день більш 30 країн світу виробляють рідке біопаливо із різних видів рослинної сировини. Серед цих біопалив – рослинні олії, продукти їх переробки, біоетанол, біометанол, біодиметиловий ефір, біометил-трети-бутиловий ефір (біоМТБЕ), біоетил-трети-бутиловий ефір (біоЕТБЕ), синтетичні БП, біогаз, біоводень. При цьому слід зазначити, що за однакових умов виробництва сировини для спиртових палив потребується менше орних земель, ніж для виробництва палив на основі рослинних олій [57]. Тому енергетична ефективність альтернативних палив має великий вплив на розвиток економіки країн, що застосовують альтернативні палива.

В таблиці (1.4) наведено викиди ПГ різних біопалив.

Таблиця 1.4 – Типові значення та значення за замовчуванням для дизельного біопалива, що виробляється без чистих викидів вуглецю, які виникають внаслідок змін у використанні земель

Шлях виробництва біопалива	Типова економія викидів парникових газів	Економія викидів парникових газів за замовчуванням
Біодизель з насіння ріпаку	45%	38%
біодизель з соняшнику	58%	51%
соєвий біодизель	40%	31%
біодизель з пальмової олії (процес не вказаний)	36%	19%
біодизель з пальмової олії (процес із захопленням метану на нафтопереробному заводі)	62%	56%
відходи рослинного чи тваринного (¹) нафтового дизельного біопалива	88%	83%
гідроочищена рослинна олія з насіння ріпаку	51%	47%
гідроочищене рослинне масло з пальмової олії (процес не вказаний)	40%	26%
гідроочищене рослинне масло з пальмової олії (процес із захопленням метану на масляній фабриці)	68%	65%
чистого рослинного масла з насіння ріпаку	58%	57%
чистого рослинного масла з насіння ріпаку	58%	57%
(¹) Не включаючи тваринне масло, вироблене з побічних продуктів тваринного походження, віднесених до категорії 3 відповідно до Регламенту (ЄС) № 1774/2002 Європейського парламенту та Ради від 3 жовтня 2002 року, що встановлює правила охорони здоров'я щодо побічних продуктів тваринного походження не призначений для споживання людиною (²)		

З таблиці видно, що найбільші значення економії викидів парникових газів 88% складають відходи рослинного чи тваринного (¹) нафтового дизельного біопалива, не включаючи тваринне масло, вироблене з побічних продуктів тваринного походження, віднесених до категорії 3 відповідно до Регламенту (ЄС) № 1774/2002 Європейського парламенту та Ради від 3 жовтня 2002 року, що встановлює правила охорони здоров'я щодо побічних продуктів тваринного походження не призначених для споживання людиною.

Сировиною для виробництва метилових і етилових ефірів жирних кислот можуть бути рослинні олії, тваринний і пташиний жир, сало, жовтий жир і побічні продукти риболовецької галузі. Основним компонентом олій та жирів є тригліцериди, які складають близько 90-98% від загальної маси сировини [58]. Схему переробки відходів птахопереробних підприємств у біопаливо наведено на рис. 1.12.

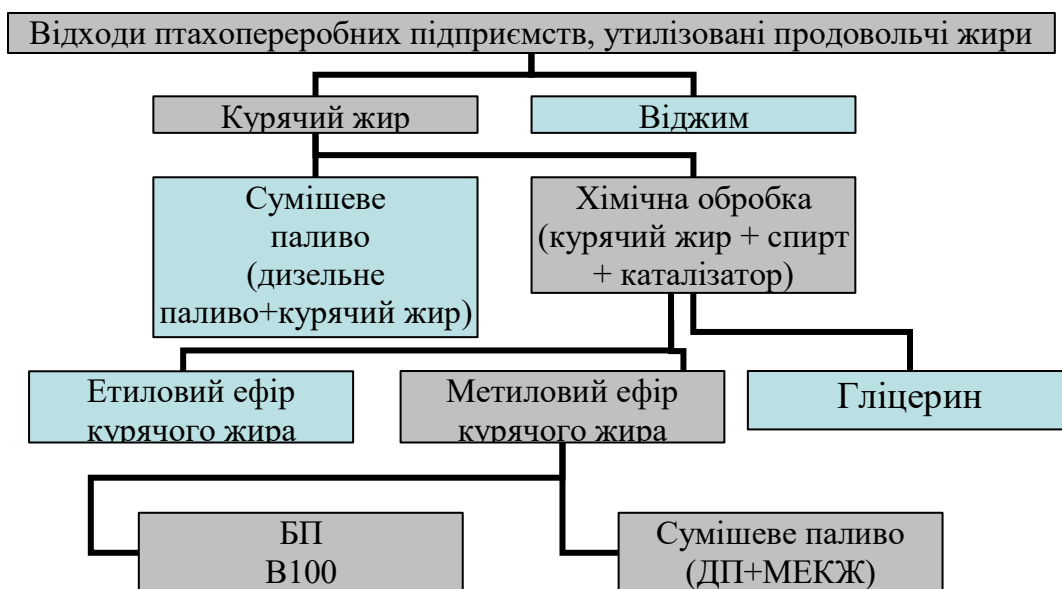


Рисунок 1.12 – Схема переробки відходів птахопереробних підприємств у біопаливо

Процесами отримання дизельного біопалива є:

- естерифікація жирів з кислотним каталізом;
- переестерифікація жирів з лужним каталізом;
- переестерифікація жирів з гетерогенним каталізом;
- переестерифікація жирів з ферментним каталізом;
- переестерифікація в альтернативних розчинниках;
- надкритична переестерифікація жирів метанолом;
- ультразвуковий метод інтенсифікації виробництва палива;
- мікрохвильовий метод інтенсифікації виробництва біопалива.

Переестерифікація – це хімічний процес взаємодії тригліцеридів зі спиртом у присутності каталізатора, який застосовують для синтезу біопалива. Для переестерифікації використовують метанол, етанол, бутанол та інші спирти [59].

Переваги та недоліки у використанні метанолу і етанолу в якості реагентів переестерифікації ТТЖ можна описати наступним чином [53].

Переваги у використанні метанолу:

- витрати метанолу в процесі переестерифікації жирів менші ніж етанолу;
- ціна метанолу майже вдвічі нижча за ціну етанолу;
- метанол швидше вступає в реакцію;
- час взаємодії жирів з метанолом вдвічі менший, ніж з етанолом;
- кількість технологічного устаткування заводу, в операційній технології якого використовується метиловий спирт, майже на 75% менша від аналогічного, що використовує етиловий спирт.

Недоліки у використанні метанолу:

- метанол надзвичайно токсичний;
- цей спирт сприяє виникненню ризику пожеж;
- транспортування метанолу відбувається при суворому контролі.

Переваги у використанні етанолу:

- виробництво етилового спирту в Україні широкомасштабне;
- спирт вироблений з біомаси є поновлювальним джерелом енергії;
- він не токсичний, створює менший ризик виникнення пожежі.

Недоліки у використанні етанолу:

- етилові ефіри мають більшу спорідненість з гліцерином, що ускладнює їх поділ;
- цей спирт створює азеотроп при змішуванні з водою, що вимагає його дегідратації, а це призводить до підвищення енергетичних витрат і інвестицій в обладнанні;

-витрати на виробництво дизельного біопалива на основі етилового спирту можуть бути вдвічі більшими ніж на основі метанолу.

При виробництві дизельного біопалива продукуються побічні продукти, які можуть мати негативний вплив на стадії його використання. Цими побічними продуктами, в основному, є мило, вода, вільний гліцерин та механічні домішки [60].

Існує п'ять основних способів очищення дизельного біопалива:

1. Фільтрація-видалення домішок, які не розчиняються у дизельному біопаливі.
2. Адсорбція-видалення розчинних домішок хімічним способом.
3. Іонний обмін-видалення домішок.
4. Взаємодія гліцерин/мило.
5. Вакуумна фільтрація.

Показники якості дизельного біопалива виступають, як компроміс між вимогами заводів виробників автомобілів, що виступають за чисте паливо взагалі без домішок, і бажанням виробників дизельного біопалива впроваджувати прості й недорогі технології виробництва. Жорсткі стандарти на дизельне біопаливо спричинять підвищення його вартості, у той час як більш лояльні можуть призвести до виникнення різних відмов при експлуатації транспортних засобів.

Дизельні біопалива повинні відповідати наступним вимогам:

- мати добру прокачуваність за різних температур навколишнього середовища;
- мати добрий розпил, сумішоутворення та займання;
- мати відповідну в'язкість;
- не мати сірчаних сполук, органічних та мінеральних кислот, води, механічних домішок;
- при згоранні виділяти достатній обсяг тепла;
- бути стабільними і не змінювати властивості при довготривалому зберіганні.

Під час переестерифікації температура реагентів є важливим чинником, який впливає на вихід дизельного біопалива. Вища температура збільшує швидкість і скорочує час реакції за рахунок зниження в'язкості технічного тваринного жиру і збільшення інтенсивності масопереносу. Тим не менш, автор робот [61] виявив, що збільшення температури реакції за межі оптимального рівня призводить до зниження виходу біопалива, тому що більше нагрівання призводить до омилення тригліцеридів за рахунок випаровування спиртів, втрати яких можуть коливатися в межах від 10...20% при підвищенні температури реакції більш ніж на 5°C вище температури їх кипіння. Зазвичай температура реакції переестерифікації повинна бути нижчою за температуру кипіння метанолу для того, щоб запобігти випаровуванню спирту. Діапазон раціональних температур реакції може змінюватися від 50 до 65°C і залежить від складу жирів, що використовуються.

Переестерифікація:



У рівнянні (1) тригліцериди, очищені від вільних жирних кислот, і є основним компонентом необробленого жиру. MeOH – це метанол, який зазвичай додають у молярному співвідношенні 6:1 з надлишком. Надлишок метанолу потім регенерують. Натрію гідроксид (NaOH) є каталізатором реакції. Гліцерин є побічним продуктом реакції.

У реакції молярне співвідношення спирт/жир становило 6:1, кількість каталізатора КОН брали 1% за масою від вихідної кількості жиру. Також був врахований надлишок каталізатора для нейтралізації залишку ВЖК, який розраховувався для КОН, за формулою: $\% \text{ ВЖК} \times 0,64 + 1,7\%$, а для NaOH за формулою: $\% \text{ ВЖК} \times 0,78 + 2,0\%$. В даній роботі процес переестерифікації проводили на описаній вище лабораторній установці. Реакцію проводили за температури 25 і 60 °C, а час реакції був у межах 1...4 год. Після переестерифікації гліцериновий шар відокремлювали, а утворений

метиловий ефір промивали теплою водою, фільтрували і висушували. Автор досліджень [62] зразків отриманих метилових ефірів піддавали дослідженню в спеціалізованій лабораторії.

Найкращий результат естерифікації дизельного біопалива з курячого жиру, описану автором в роботі [63], отримано з концентрованою сірчаною кислотою. Автором роботи з'ясовано, що додавання 35% концентрованої сірчаної кислоти до маси жиру показало більш повне перетворення вільних жирних кислот (ВЖК), але втрати вихідної сировини після естерифікації були найвищими. Зниження рівня ВЖК при естерифікації жирних кислот суттєво залежить від молярного співвідношення метанол/жир, кількості і виду кислотного каталізатора і терміну реакції. В'язкість біопалива зменшується зі збільшенням температури реакції. Густина, температура спалаху, вміст метанолу, температура застигання, теплота згорання, кислотне число і корозія на мідній пластинці дизельного біопалива істотно не залежать від параметрів реакції переестерифікації.

Також в роботі [64] встановлено, що вихід біопалива збільшувався зі збільшенням температури реакції від 25°C до 60°C, але істотно не змінювався зі збільшенням терміну реакції. Як правило, густина дизельного біопалива зменшувалась зі збільшенням часу і температури реакції. Досліди показали, що немає істотної різниці між густиною палива після переестерифікації, яка проводилась з метилатами калію і натрію KOMe і NaOMe в порівнянні з KOH і NaOH . В'язкість зменшується зі збільшенням часу і температури реакції, але існує значна різниця між в'язкістю при використанні KOMe і NaOMe , в порівнянні з KOH і NaOH . Вміст залишкового метанолу у паливі коливається від 0,01% до 0,20%. Це вказує на те, що його вміст майже не залежать від параметрів реакції переестерифікації. Температура спалаху в закритому тиглі майже не змінювалась і знаходилась в діапазоні 170 - 173°C. Теплота згорання палива близька до 40 МДж/кг і дещо нижча, ніж у нафтового дизельного палива.

На рисунку 1.13 зображено вплив температури і часу на вихід дизельного біопалива на основі утилізованих відходів продовольчих жирів.

Встановлено, що при збільшенні температури реакції перестерифікації від 30 до 65°C збільшується вихід дизельного біопалива, причому при температурі 50°C, 60°C, 65°C вихід дизельного біопалива складає від 50% до 70% за часом від 18 до 30 хвилин. Зі збільшенням температури до 70-85°C під час реакції переестерифікації зменшується вихід метилових ефірів (дизельного біопалива).

Такий вплив пов'язаний з підвищенням рухливості молекул реагентів. Термін масопереносу зменшується від 55 до 20 хв., при підвищенні температури від 30 до 60°C при перемішуванні $3 \text{ NRe} = 6100$ (рис. 1.13).

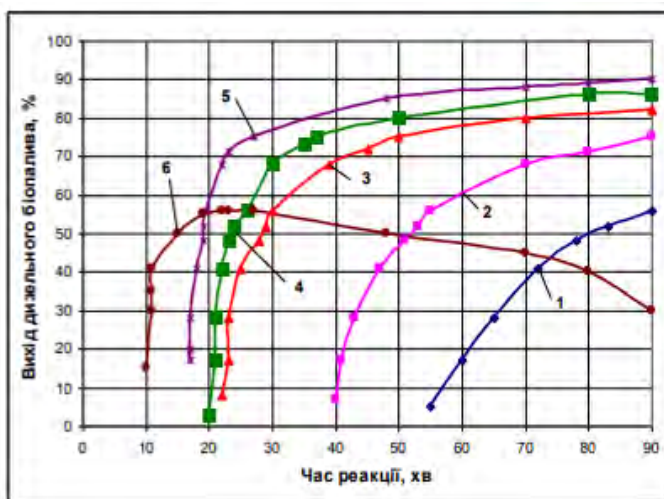


Рисунок 1.13 – Вплив температури і часу на перетворення ТТЖ у біопаливо, при $\text{NRe} = 6100$: 1 – 30°C, 2 – 40°C, 3 – 50°C, 4 – 60°C, 5 – 65°C, 6 – 70°C

З вищесказаного можна зробити висновок, що більш високі температури в діапазоні від 60-65°C забезпечують повноту проходження реакції переестерифікації і високий вихід метилових ефірів (дизельного біопалива).

Перетворення жирових тваринних відходів харчових і переробних підприємств АПК в дизельне біопаливо практично не відрізняється від переробки у паливо рослинних олій. Процес виробництва дизельного

біопалива може бути проведений з використанням лужного каталізатора, наприклад, гідроксиду натрію (NaOH) або гідроксиду калію (KOH), і метанолу. Проведення реакцій цих реагентів з тваринним жиром, який у більшості випадків при кімнатній температурі знаходиться в твердому агрегатному стані, пов'язане з певними труднощами. Переестерифікація відбувається за температури плавлення жиру (40-50°C), що передбачає попереднє плавлення сировини. Нормальному плину процесу переестерифікації заважають вільні жирні кислоти (ВЖК), які є у великій кількостях у тваринних жирах. З водою і каталізатором вони утворюють мила, які гальмують проходження реакції [65].

Найчастіше використовують два способи видалення вільних жирних кислот на різних етапах виробництва дизельного біопалива. Перший названий каустичним видаленням або лужним рафінуванням необроблених жирів. Вільні жирні кислоти при обробленні лугами випадають в осад. Очищені жири потім можуть бути легко перетворені у біопаливо та гліцерин. Другий спосіб передбачає кислотно-каталітичну переестерифікацію вільних жирних кислот у біодизель, а потім подальшу переестерифікацію тригліцеридів лужним каталізатором, що дає додаткове паливо і гліцерин. Основна відмінність між першим і другим способом у тому, що перша технологія обробки включає каустичне очищення жиру, але передбачає збут побічного продукту (осаду), а друга технологія обробки потребує більшої кількості каталізатора, але не дає соапстоку.

Наведені в таблицях 1.5 та 1.6 дані вказують на те, що метилові ефіри курячого жиру, ріпакової олії [66] та їх суміші зі штатним дизельним паливом мають фізико-хімічні властивості, котрі суттєво відрізняються від штатного палива.

Таблиця 1.5 – Основні фізико-хімічні властивості дизельного палива, метилових ефірів, та їх суміші

Фізико-хімічні властивості	ДП, зимове/літнє	Метилові ефіри		Суміш 80 % штатного ДП та 20% метилових ефірів жирних кислот
		ріпакової олії	курячого жиру	
Густина при 20°C, кг/м ³	825/830	877	892	833
Кінематична в'язкість при 20°C, мм ² /с	4/5,6	9,8	12,8/7	5,9/3,68
Цетанове число	51/49	51	49	50/51

Таблиця 1.6 – Орієнтовний склад жирних кислот жирних кислот та ріпакової олії

Жирні кислоти	Формула складу	Вміст, % (за масою) ЖК жирних кислот	Вміст, % (за масою) ЖК ріпакової олії
Пальмітинова	$C_{16}H_{32}O_2$	19,82	4,8
Стеаринова	$C_{18}H_{36}O_2$	6,09	1,7
Олеїнова	$C_{18}H_{34}O_2$	37,62	43,7
Лінолієва	$C_{18}H_{32}O_2$	31,59	20,9
Ліноленова	$C_{18}H_{30}O_2$	1,45	8,5
Ейкозенова	$C_{20}H_{38}O_2$	0,37	4,8
Ерукова	$C_{22}H_{42}O_2$	-	15,6
Пальмітоленова	$C_{16}H_{30}O_2$	3,06	-

Проте, якщо проаналізувати світовий досвід використання дизельних палив та дизельних біопалив в сучасних дизелях, наприклад США або західноєвропейські норми, то побачимо що вони суттєво відрізняються від українських стандартів.

Одним із способів оптимізувати фізико-хімічні показники палива є регульований підігрів.

Жирні кислоти, які є основним компонентом тваринних жирів, представляють собою високомолекулярні кисневмісні сполуки з вуглеводневою основою. Тому всі тваринні жири можна використовувати як моторне паливо. Низька випаровуваність та висока в'язкість тваринних жирів унеможлиблює їх використання в бензинових двигунах. Але їх можна успішно застосовувати як моторні палива для дизелів.

Екологічні показники роботи дизеля істотно залежать від фізичних властивостей палива, до переліку яких, в першу чергу, відносяться їх густина та в'язкість [67].

В'язкість палива є безпосереднім чинником впливу на роботу паливоподавальної апаратури, визначає внутрішнє тертя паливного потоку і тим самим гідравлічні втрати енергії в системі паливоподачі. Частково від в'язкості залежить ступінь дроселювання палива в наповнювальних та відсічних отворах втулки плунжера паливного насосу високого тиску (ПНВТ), а також в соплових каналах форсунки. Із збільшенням в'язкості, дроселювання при закритті наповнювального отвору втулки плунжером зростає, що спричиняє більш ранній початок подачі палива, а при відкритті – пізнішому закінченню подачі, що призводить до збільшення циклової подачі палива. Внаслідок дроселювання палива в накопичувальному та відсічному отворах фактична тривалість подачі зазвичай перевищує геометричну, підраховану за моментами перекриття отворів кромками плунжера. Але головним фактором впливу в'язкості на циклову подачу палива є витікання (втрати) палива крізь зазори прецизійних пар паливоподавальної апаратури. Від в'язкості палива залежить також зношуваність прецизійних пар паливоподавальної апаратури. Нижня межа в'язкості, при якій забезпечується мастильна здатність палива, залежить від конструктивних особливостей паливної апаратури та умов її роботи. Чим вище значення в'язкості і густини, тим більші за розмірами утворюються краплі при розпилюванні, далекобійність струменя палива збільшується. При цьому погіршується якість розпилення та випаровування палива. Погіршення

розпилення спостерігається також при впорскуванні палива з надмірно низькими в'язкістю та густиною. В такому випадку утворюється укорочений факел палива, який не охоплює весь простір камери згорання, та в процесі окислення палива задіяний не весь повітряний заряд.

Розглянуті дані свідчать про те, що кількість впорскуваного в камеру згорання дизеля палива залежить від фракційного та групового вуглеводневого складу палив.

Серед інших фізичних властивостей палива слід зазначити їх низькотемпературні властивості, які характеризуються температурами застигання та помутніння, а також в'язкісно-температурною характеристикою. Зниження температури палива супроводжується підвищенням циклової подачі палива і, як сказано вище, відповідною зміною екологічних показників дизеля.

Загалом можна зазначити такі закономірності впливу фізико-хімічних властивостей палив на токсичність ВГ дизелів з безпосереднім впорскуванням і з розділеними камерами згорання [68]. Низька емісія NO_x спостерігається при низькому вмісті ароматичних вуглеводнів в паливі, яке характеризується меншою густиною та в'язкістю, а також невисокою температурою википання 96% палива. Незначні викиди C_mH_n спостерігаються при використанні палив із більшими значеннями густини, в'язкості, цетанового числа (ЦЧ) та температурою википання 96% палива. Емісія CO та димність ВГ зростають при підвищенні вмісту ароматичних вуглеводнів, температури кінця перегонки палива та зменшенні ЦЧ.

БД розглядається як паливо майбутнього завдяки своїй стійкості, відновлюваній природі та екологічним властивостям.

1.4 Дослідження роботи дизелів транспортних засобів на біопаливах

Дослідження по використанню рослинних олій та палив на їх основі проводяться найбільшими двигунобудівними фірмами Allis Chalmers, Caterpillar, Cummins, General Motors, John Deere, Harvester (США), Perkins, Ricardo (Великобританія), Mercedes-Benz, Daimler-Benz, Deutz, Volkswagen, MAN, Hatz Diesel, Henkelhausen, Porsche (Німеччина), Volvo (Швеція), Isuzu, Toyota, Komatsu (Японія) [69, 70, 71, 72, 73, 74, 75].

Проводяться дослідження з адаптації дизелів за роботи на рослинних оліях (здебільшого ріпаковій), а також за роботи на ефірах цих олій, і в країнах СНД: в МГТУ ім. М.Е. Баумана та МГАУ ім. В.П. Горячкіна [15, 45, 76, 77, 78, 79], в Російському університеті дружби народів (РУДН) [80, 81, 82, 83, 84], в ВИМе [85, 86, 87], в НПП «Агродизель» [88], в Харківському політехнічному інституті [89, 90, 91, 92, 93, 94], в Клайпедському університеті [95].

Тваринні жири дуже насичені, а це означає, що жир застигає при відносно високій температурі. Тому дизельне біопаливо, виготовлене з тваринного жиру має високу температуру помутніння. Наприклад, дизельне біопаливо, виготовлене з яловичого жиру та свинячого сала має температуру помутніння в діапазоні 12 – 15°C, тому це паливо слід використовувати в теплих кліматичних зонах. Проте дизельне біопаливо з утилізованих продовольчих тваринних жирів можна змішувати з дизельним паливом в невеликих концентраціях та використовувати як сумішеве паливо, тому що великого впливу на температуру помутніння суміші дизельного палива та метилового ефіру тваринного жиру до 7 % не мають.

В Україні використанням біопалив та вдосконаленням систем живлення двигунів та використанням альтернативних палив займались такі вчені: Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, К.Е. Долганов, А.О. Корпач, В.П. Матейчик, В.І Захарчук, В.Г. Петренко.

В роботі досліджував вплив відсоткового складу метилового ефіру ріпакової олії на енергетичні, паливо-економічні та екологічні показники роботи двигуна. Він дав визначення оптимальному складу 3-х компонентного дизельного біопалива, яке складалось з дизельного, дизельного біопалива (метиловий ефір ріпакової олії) та гасу (ТС-1).

На рисунку 1.14 показано навантажувальні характеристики двигуна VAG ASV 1.9Tdi за роботи на 3-х компонентних паливах.

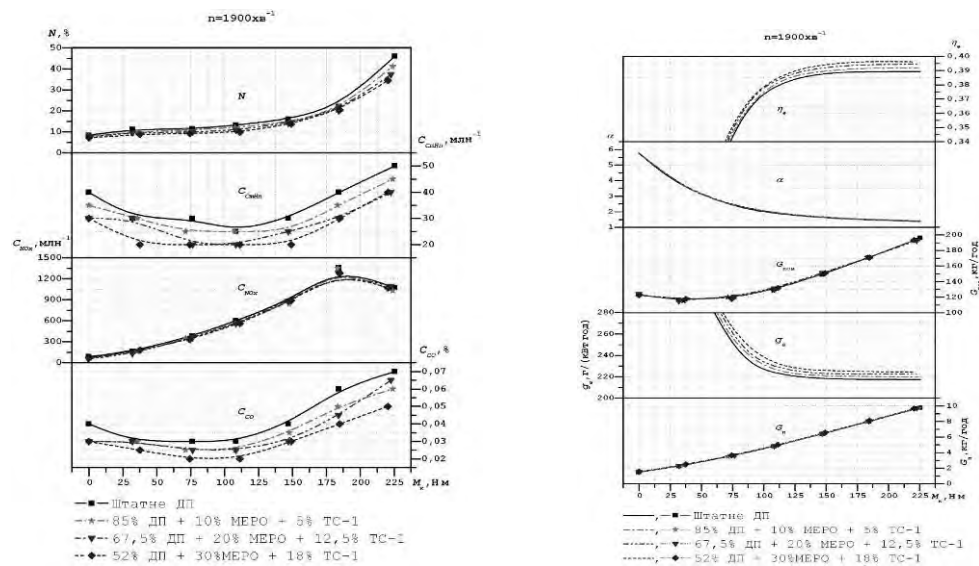


Рисунок 1.14 – Навантажувальні характеристики дизеля VAG ASV 1.9Tdi

Викиди ШР з відпрацьованими газами, як правило, визначають експериментально на моделюючому роликовому стенді за методикою Правил №83 ЕСК.

Користуючись розрахунково-експериментальним методом визначення масових викидів шкідливих речовин з ВГ в режимах їздових циклів експериментально на гальмівному стенді визначались енергетичні, паливо-економічні та екологічні показники роботи двигуна. Отриманні результати дослідження двигуна на гальмівному стенді при живленні штатним дизельним паливом та сумішевими дизельними біопаливами описані емпіричними поліноміальними залежностями A_i параметра від крутного моменту M_k та частоти обертання колінчастого валу (КВ) двигуна n_d .

Автор роботи досліджував вплив дизельного палива на енергетичні, економічні та екологічні показники роботи двигуна 4Ч11,0/12,5 (Д-241) у складі автобуса ПАЗ 32054. Навантажувальні характеристики наведено на рис. 1.15.

Як видно з характеристики, робота двигуна на дизельному біопаливі представлених зразків супроводжується зростанням годинної та питомої витрат палива в середньому на 12%. При цьому концентрації оксидів азоту NO_x , збільшуються в залежності від навантаження дизеля: при малих навантаженнях вони є нижчими (на 3%), ніж при роботі на традиційному дизельному паливі, а при збільшенні навантаження – вищі (до 7%). Водночас спостерігається значне зниження димності відпрацьованих газів (майже до 34%).

Концентрації оксидів вуглецю CO та вуглеводнів C_mH_n також змінюються в залежності від навантаження дизеля, причому зі збільшенням навантаження концентрації CO та C_mH_n є нижчими, в порівнянні з традиційним дизельним паливом.

Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на різних зразках палива (рис. 1.16) дозволяє визначити зміну енергетичних та паливо-економічних показників двигуна залежно від палива, що використовувалося. За результатами досліджень встановлено, що максимальний крутний момент при роботі дизеля на дизельному біопаливі першого зразка на 3 Н·м вище порівняно з другим, а максимальна потужність вища на 0,6 кВт. Годинна витрата палива також вища при використанні першого зразка, в середньому на 6%. Зміну екологічних показників дизеля при використанні різних зразків дизельного біопалива можливо проаналізувати, розглянувши навантажувальну характеристику дизеля.

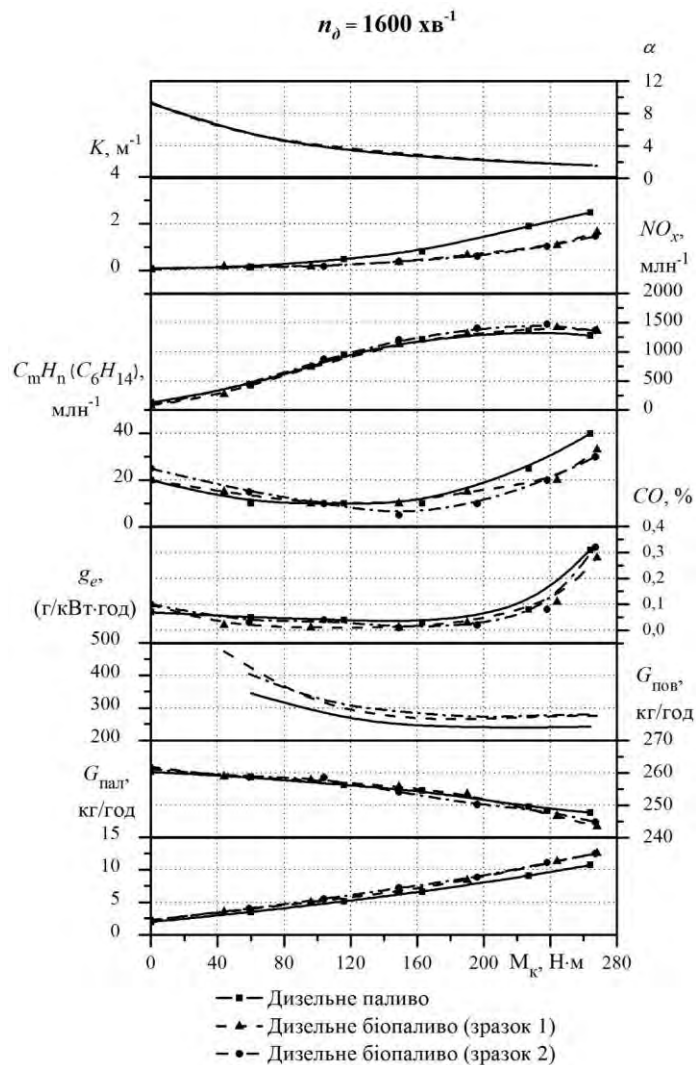


Рисунок 1. 15 – Навантажувальні характеристики дизеля 4C11,0/12,5 при частоті $n_d = 1600 \text{ хв}^{-1}$

Для прикладу на рисунку 1.17 наведено характеристику, що показує зміну концентрації основних шкідливих речовин у відпрацьованих газах залежно від зміни навантаження дизеля при частоті обертання КВ 1600 хв^{-1} . Аналіз характеристики свідчить про деяку відмінність концентрації шкідливих речовин при використанні різних зразків дизельного біопалива. Концентрація оксидів вуглецю CO та вуглеводні $C_m H_n$ змінюється залежно від навантаження та переважно вища при роботі дизеля на другому зразку палива. Концентрація оксидів азоту NO_x вища при використанні першого зразка палива в середньому на 7%, димність відпрацьованих газів також вища при використанні першого зразка в середньому на 14 %.

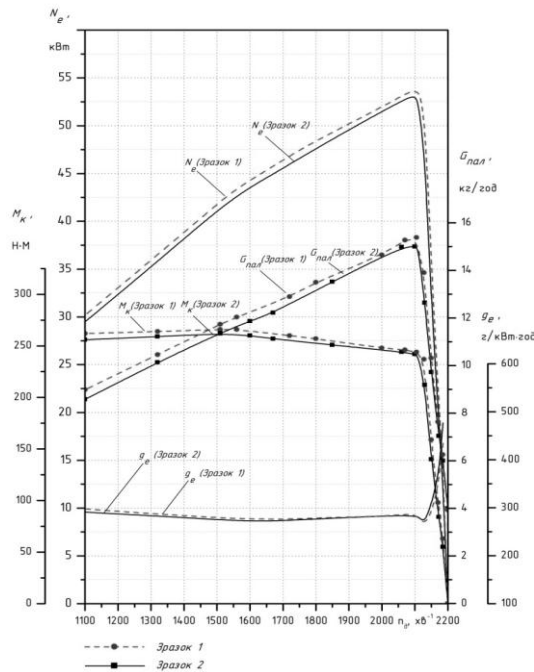


Рисунок 1. 16 – Зовнішня швидкісна характеристика дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) при роботі на різних зразках дизельного біопалива

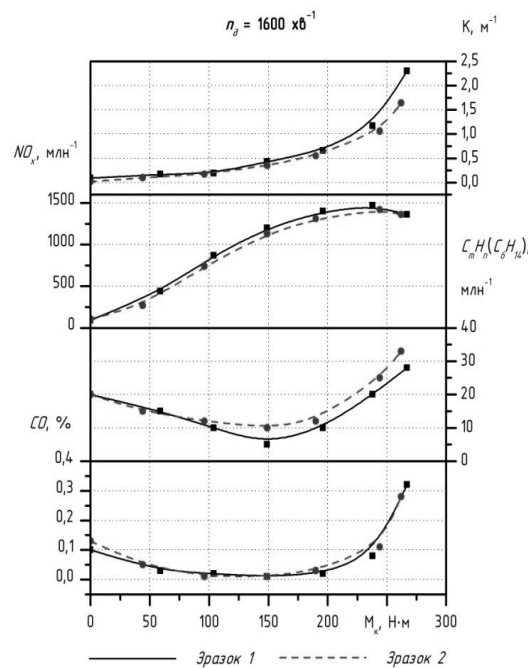


Рисунок. 1.17 – Залежність зміни екологічних показників дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241) від навантаження при роботі на різних зразках дизельного біопалива

Отже, використання дизельного біопалива дозволить поліпшити екологічні показники дизелів транспортних засобів та розширити їх паливну базу.

1.5 Висновки до першого розділу

1. В світі і в Україні триває пошук нових альтернативних більш екологічно чистих видів палива для ДВЗ на фоні збільшення дефіциту рідких палив нафтового походження. За прогнозами фахівців світові запаси нафти є вичерпними і за нинішнього рівня споживання їх вистачить на доволі невеликий проміжок часу.

2. Постійне зростання вартості нафтових палив призводить до надмірних витрат з боку основних споживачів світлих нафтопродуктів. Перехід транспорту на паливо з утилізованих відходів, які повністю виконали свої продовольчі функції, дозволить в значній мірі вирішити проблему сучасності – частково задовольнити постійно зростаючі потреби в енергії без збитку для навколишнього середовища.

3. Дизельне біопаливо на основі утилізованих продовольчих відходів за своїми фізико-хімічними показниками може бути використане, як альтернатива традиційним нафтовим паливам для часткового заміщення нафтових палив в дизелях транспортних засобів.

4. Найдешевшою сировиною для дизельного біопалива є жири тваринного походження, які повністю виконали свою продовольчі функції.

5. Використання дизелями палив з утилізованих відходів продовольчих жирів має низку переваг: запобігає забрудненню довкілля, розширює сировинну базу для виробництва моторних палив, зменшує собівартість біопалив та підвищує їх енергетичну ефективність.

6. Крім того, використання біопалив дизелями дозволить зменшити витрату палива при певній адаптації двигуна, підвищити енергонезалежність країни та здійснити раціональну утилізацію відходів виробництв, побутових відходів тощо.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ УМОВ ВИКОРИСТАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА З УТИЛІЗОВАНИХ ВІДХОДІВ ПРОДОВОЛЬЧИХ ЖИРІВ

2.1 Аналіз в'язкісно-температурних характеристик дизельного палива та дизельного біопалива на основі метилових ефірів жирних кислот

Одним із основних недоліків більшості дизельних біопалив є те, що енергія, яка виділяється при згоранні біопалив, не набагато більша за енергію, що витрачають на його виробництво. З точки зору енергетичної та економічної доцільності, на сучасному етапі розвитку технології виробництва дизельних біопалив, та існуючої сировинної бази більш доцільно використовувати біопалива як добавки до штатного палива [52].

Будь-яке паливо нафтового походження є сумішшю вуглеводнів різних груп, до складу якої входять, в різних пропорціях, парафінові, нафтеніві, ароматичні та інші вуглеводні. Такий підхід при виготовленні штатних дизельних палив забезпечує його необхідні фізико-хімічні характеристики (густину, кінематичну в'язкість, цетанове число, нижчу теплоту згорання та інше). Аналогічного підходу необхідно дотримуватись і при виготовленні біопалив, що дозволить суттєво розширити сировинну базу для виробництва дизельного біопалива з утилізованих продовольчих жирів.

Незначний об'ємний вміст метилових ефірів в дизельних біопаливах призводить до зміни основних фізико-хімічних властивостей сумішевих біопалив, тому що олії, з яких виготовляють біопалива, мають різні фізико-хімічні властивості.

В таблиці 2.1 наведено основні фізико-хімічні властивості метилових ефірів жирних кислот олійних культур, які найбільш розповсюджені в нашій

кліматичній зоні, а також метилових ефірів жирних кислот утилізованих продовольчих жирів.

Таблиця 2.1 – Основні фізико-хімічні властивості метилових ефірів

Фізико-хімічні властивості	Дизельне паливо, зимове/літнє	Метиліві ефіри			
		ріпакової олії	соняшникової олії	соєвої олії	утилізованих продовольчих жирів
Густина при 20°C, кг/м ³	825/830	877	894	884	871
Кінематична в'язкість при 20°C, мм ² /с	4/5,6	9,8	20,1	4,1	12,4
Цетанове число	51/49	51	49	46	49

Аналіз фізико-хімічних властивостей метилових ефірів вказує на те, що не всі вони можуть бути використані як компонент композитних дизельних біопалив через суттєві відмінності їх кінематичної в'язкості (ν) та ЦЧ.

Композитні біопалива – це суміш штатного палива нафтового походження, метилових ефірів жирних кислот і палива з незначною кінематичною в'язкістю [96].

Понаднормове збільшення в'язкості дизельного біопалива може призвести до того, що споживачі палива можуть понести значного збитку, через вихід з ладу паливної апаратури двигунів або пришвидшеного її зношування.

Оптимізувати основні фізико-хімічні властивості дизельних біопалив можна трьома способами:

- використанням композитних палив, які складаються із декількох складових, кожна з яких забезпечує оптимізацію фізико-хімічних властивостей дизельного біопалива;
- застосуванням регульованого підігріву дизельного біопалива;

- використанням композитних палив і застосуванням регульованого підігріву біопалива.

Отримані з утилізованих продовольчих жирів біопалива мають енергетичну та економічну рентабельність значно вищу, ніж рентабельність штатних палив, що отримують з нафти.

В лабораторії кафедри «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету проведені стендові випробування двигуна VAG ASV 1.9 Tdi, метою яких було визначення зміни температури палива, що надходить у паливний насос високого тиску (ПНВТ), а також визначення впливу кінематичної в'язкості дизельного біопалива на економічні показники дизеля.

Результати моторних випробування двигунів VAG ASV 1.9 Tdi і Д-241 при живленні сумішевими дизельними біопаливами [97,98], показали що звичайне змішування двох палив не забезпечує необхідних фізико-хімічних властивостей та знижує паливну економічність двигуна.

Для оцінювання відносної зміни кінематичної в'язкості штатного та сумішевих дизельних біопалив від температури, проведено дослідження щодо визначення зміни кінематичної в'язкості ν від температури t_n для штатного дизельного палива, метилового ефіру жирних кислот (МЕЖК) і сумішевих палив із його 10, 20 та 30% вмістом (Додаток Г). На рисунку 2.1 наведено в'язкісно-температурні характеристики зазначених вище видів палива. З цих характеристик видно, що в'язкість сумішевих палив відповідає встановленим ДСТУ 7688:2015 вимогам, а саме значення в'язкості має знаходитись в межах 2-4,5 мм²/с при 40°C.

Відповідно до ДСТУ 6081:2009 «Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот, олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги» [48] на сьогоднішній день обмежено об'ємний вміст дизельного біокомпонента у дизельному паливі до 7%. Тому з метою збільшення використання відсоткового складу в сумішевих паливах метилових ефірів жирних кислот необхідно визначити оптимальний склад сумішевого палива.

Визначення оптимального складу сумішевого палива має базуватися на максимально допустимому значенні концентрації МЕЖК у сумішевому паливі і технічних характеристиках до ПНВТ, а саме максимальному температурному режимі насоса. Для ПНВТ дизеля VAG 1Z 1.9 Tdi це значення становить 60С° [99]. Більші значення температури палива у ПНВТ дизеля призводять до зменшення циклової подачі палива, а також до утворення парових пробок, які погіршують прокачуваність палива в паливній системі автомобіля [100].

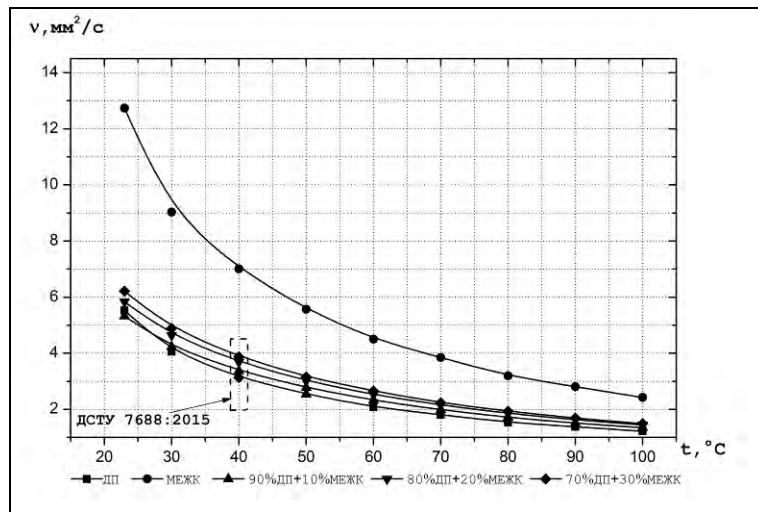


Рисунок 2.1 – В'язкісно-температурні характеристики дизельного палива, метилового ефіру жирних кислот та їх сумішей

Отже за технічними параметрами ПНВТ дизеля VAG 1Z 1.9 Tdi, які визначає завод-виробник паливної апаратури, недоцільно збільшувати температуру дизельного біопалива в ПНВТ понад 60С°.

З наведеного вище можна зробити такий висновок, що всі досліджувані зразки сумішевих палив відповідають стандарту ДСТУ 7688:2015.

2.2 Визначення раціонального складу сумішевого дизельного біопалива та температури його додаткового підігріву

Одним із способів оптимізації фізико-хімічних показників палива є регульований підігрів.

Щоб забезпечити ідентичні показники кінематичної в'язкості для сумішевих дизельних біопалив, для кожного конкретного відсоткового складу потрібен додатковий підігрів, порівняно з штатним дизельним паливом, причому його величина має змінюватись як залежно від частоти обертання колінчатого вала, так і навантаження [101].

Для оптимізації показників роботи в сучасних двигунах запроваджують регульоване підігрівання палива.

Величину додаткового підігріву дизельних біопалив можна розрахувати за даними, отриманими при визначенні кінематичної в'язкості ν . Для адаптації дизельних біопалив до сучасних дизелів потрібно забезпечити відповідність їх фізико-хімічних властивостей штатному дизельному паливу, тобто $\nu_{\text{БДП}} = \nu_{\text{ДП}}$. Тобто, кінематична в'язкість дизельного біопалива $\nu_{\text{БДП}}$ повинна бути такою ж, як і в'язкість штатного палива $\nu_{\text{ДП}}$.

Експериментальну в'язкісно-температурну характеристику (рис.2.1) штатного палива можна описати залежністю:

$$\nu_{\text{ДП}} = a_i + b_i t_{\text{п}} + c_i t_{\text{п}}^2 + d_i t_{\text{п}}^3. \quad (2.1)$$

де a_i, b_i, c_i, d_i – постійні коефіцієнти поліноміальних залежностей,

$t_{\text{п}}$ – температура штатного палива, що надходить до ПНВТ.

Зміну $\nu_{\text{БДП}}$ від температури $t_{\text{п}}$ дизельного біопалива описано поліноміальною залежністю наступного виду:

$$\nu_{\text{БДП}} = a_i + b_i (t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{п}}) + c_i (t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{п}})^2 + d_i (t_{\text{п}} + \Delta t_{\text{п}})^3, \quad (2.2)$$

де a_i, b_i, c_i, d_i – постійні коефіцієнти поліноміальних залежностей,

$t_{\text{п}}$ – температура сумішевого палива, що надходить до ПНВТ.

Δt_{Π} - додатковий підігрів сумішевих палив.

Коефіцієнти поліноміальних залежностей наведено в табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей зміни кінематичної в'язкості досліджуваних палив від температури

Паливо	a_i	b_i	c_i	d_i
Дизельне паливо	11,10675	-0,33398	0,00408	$-1,73644 \cdot 10^{-5}$
МЕЖК	26,10781	-0,80625	0,00994	$-4,26232 \cdot 10^{-5}$
90% ДП+10% МЕЖК	9,63003	-0,24909	0,00278	$-1,1205 \cdot 10^{-5}$
80% ДП+20% МЕЖК	10,61837	-0,27646	0,00309	$-1,24963 \cdot 10^{-5}$
70% ДП+30% МЕЖК	11,44943	-0,30418	0,00345	$-1,40839 \cdot 10^{-5}$

Розв'язавши рівняння (2.1) і (2.2) при умові, що $\nu = const$, знаходимо величину додаткового підігріву сумішевих палив - Δt_{Π} . Результати розрахунку Δt_{Π} наведено на рис.2.3.

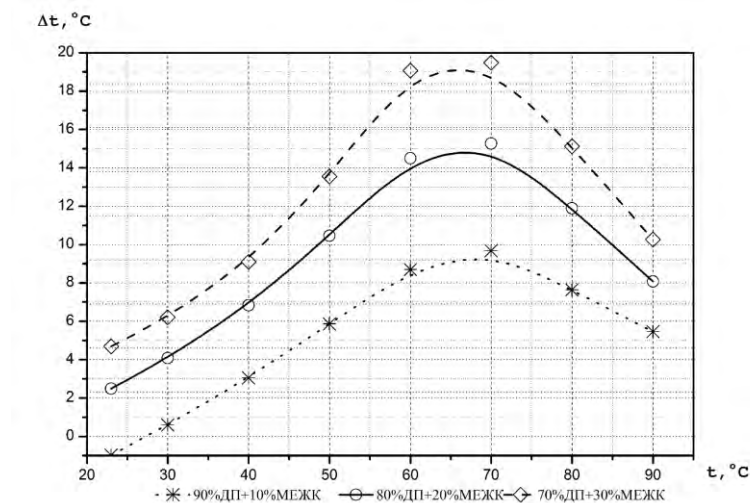


Рисунок 2.3 – Результати розрахунку величини додаткового підігріву сумішевих дизельних біопалив

Значення температури дизельного палива в ПНВТ дизеля VAG 1Z 1.9 Tdi знаходиться в межах 40-50°C. З метою максимально замінити дизельне

паливо дизельним біопаливом в суміші та за умови рівності $\nu_{\text{БДП}} = \nu_{\text{ДП}}$ при температурі 50°C та додатковому підігріві 10°C доцільним дизельним біопаливом була суміш, яка складається з 80%ДП та 20%МЕЖК. Суміш 70%ДП та 30%МЕЖК при температурі 50°C та додатковому підігріві 14°C не задовільняла значенню максимальної температури роботи ПНВТ 60°C, встановленою заводом-виробником паливного насосу. Суміш 90%ДП та 10%МЕЖК в меншій кількості заміщує дизельне паливо, було віддано перевагу іншому складу суміші.

В лабораторії досліджень використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» (ЛДВПЕ ДП «ДержавтотрансНДІпроект») було визначено залежності зміни густини дизельного палива, дизельного біопалива та суміші 80%ДП та 20%МЕЖК які зображено на рисунку 2.4.

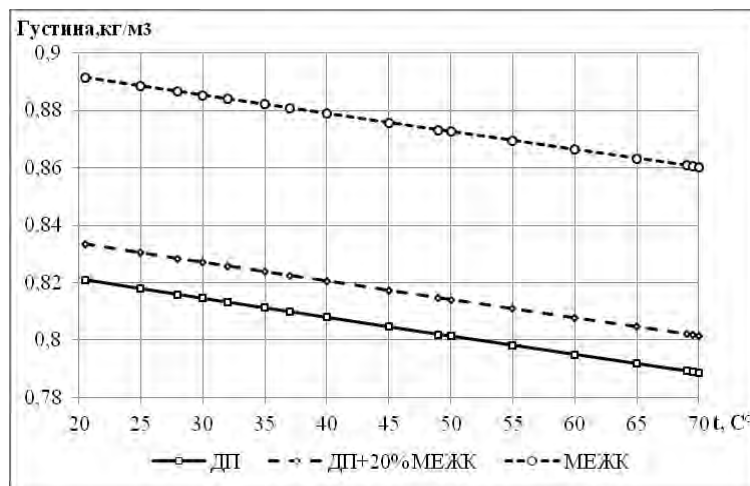


Рисунок 2.4 – Залежність зміни густини палива від температури

За рисунком видно, що густина дизельного біопалива суміші 80%ДП та 20%МЕЖК зменшується зі збільшенням температури палива та відповідає значеннями густини, встановленим ДСТУ 7688:2015.

З наведеного вище можна зробити такий висновок, що отримані результати є підґрунтям для вибору сумішевого дизельного біопалива, яке складається з 80%ДП та 20%МЕЖК, за доцільної температури 60°C,

необхідної для його підігрівання та з метою наближення кінематичної в'язкості сумішевого дизельного біопалива до рівня показників штатного палива для адаптації палива до ПНВТ дизеля VAG 1Z 1.9 Tdi.

Для визначення впливу в'язкісно-температурних показників штатного і дизельного біопалива на економічні та енергетичні показники двигуна в лабораторіях кафедри «Двигунів та теплотехніки» Національного транспортного університету та ЛДВПЕ ДП «ДержавтотрансНДІпроект» було проведено стендові випробування та визначені регулювальні характеристики дизелів за температурою підігріву палива, яке надходить в паливний насос високого тиску.

На рисунку 2.5 показані регулювальні характеристики за температурою підігріву палива у ПНВТ автомобільного дизеля OM 615 з розділеною камерою згорання.

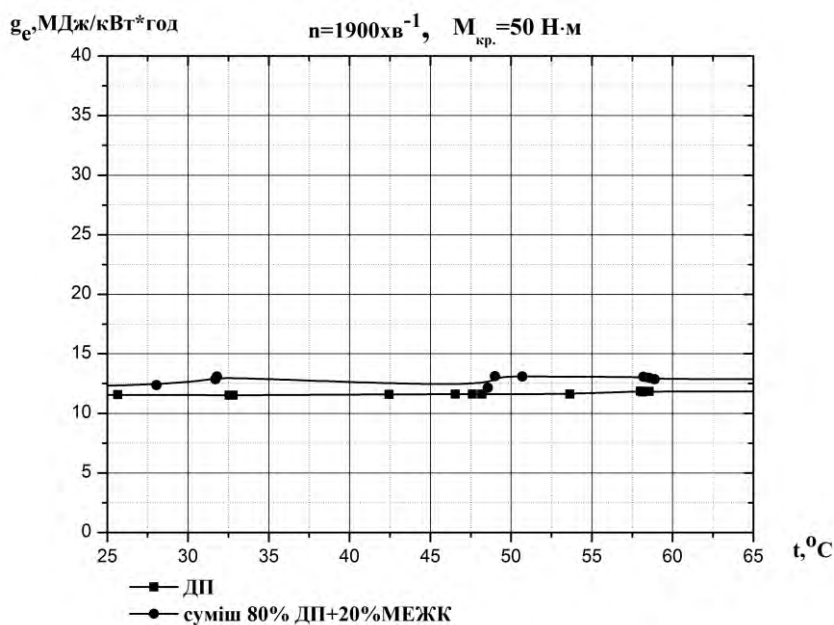


Рисунок 2.5 – Регулювальна характеристика питомої витрати палива дизеля Mercedes OM 615 з розділеною камерою згорання за температурою підігріву палива, яке подається до паливного насоса високого тиску

Аналіз характеристик показує, що для дизеля з розділеною камерою згорання підігрів палива фактично не впливає на витрату палива, як штатного так і дизельного біопалива за регулювальною характеристикою при сталій

частоті обертання. При підігріві палива в межах зміни температури підігріву палива від 32°C до 58°C витрата палива змінювалась в межах похибки вимірювань [102].

Несуттєвий вплив підігріву палива на його витрату в дизелях з розділеними камерами згорання пояснюється тим, що процес сумішоутворення в таких дизелях по відношенню до дизелів з нерозділеними камерами згорання найбільш досконалий, вимоги до сорту використовуваних палив та якості їх розпилювання суттєво нижчі ніж в дизелях з нерозділеними камерами згорання [103].

На рисунку 2.6 показані регульовальні характеристики в режимі холостого ходу за температурою підігріву палива сучасного дизеля VAG ASV 1.9 Tdi з нерозділеною камерою згорання при роботі на штатному дизельному паливі і дизельному біопаливі.

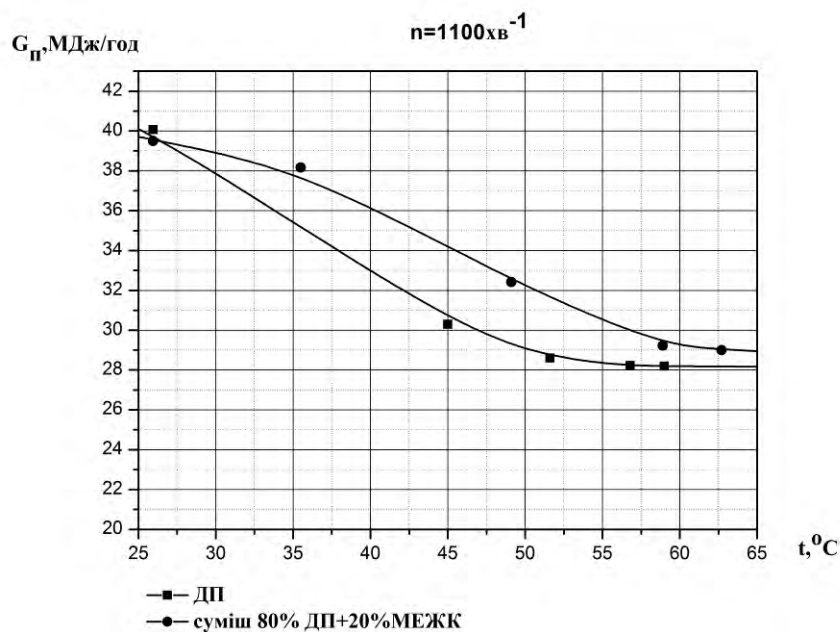


Рисунок 2.6 – Регульовальна характеристика годинної витрати палива дизеля VAG ASV 1.9TDI з нерозділеною камерою згорання за температурою підігріву палива, яке подається до паливного насоса високого тиску

Витрата досліджуваного зразку дизельного біопалива в МДж/год для випробуваних палив на 4,9..5% більше, ніж штатного дизельного палива.

Із характеристик видно, що для двигуна з нерозділеною камерою згорання в'язкісно-температурний показник палива суттєво впливає на економічні показники дизеля.

Наприклад, при температурі палива, яке надходить до паливного насоса високого тиску, 25..26°C витрата штатного палива для дизеля з нерозділеною камерою згорання на 29,6% більше ніж при його підігріві до температури 60..62°C [104].

При роботі дизеля на дизельному біопаливі (суміш 80% штатного дизельного палива та 20% метилового ефіру жирних кислот) при підігріві палива до температури 65 °C економія складає 26 % на холостому ході.

Також в ЛДВПЕ ДП «ДержавтотрансНДІпроект» було знято навантажувальні характеристики дизеля 4CC автомобіля Ford Transit та перевірено можливість використання добавок метилових ефірів жирних кислот до дизельного палива в експлуатації.

За характеристикою видно, що годинна витрата дизельного біопалива в режимах повних навантажень дещо збільшується. Це пояснюється меншою теплотою згорання сумішевого дизельного біопалива. Значення CO, CmHn, NOx протягом усього навантажувального режиму за роботи на дизельному біопаливі менші значень за роботи на дизельному паливі. Тільки в режимах повних навантажень значення NOx за роботи на дизельному біопаливі дещо вищі значень за роботи дизеля на дизельному паливі, проте в умовах експлуатації значення повних навантажень двигунів майже не застосовуються. Димність двигуна за роботи на дизельному біопаливі менша димності за роботи на дизельному паливі, це пояснюється наявністю кисню в молекулі дизельного біопалива [97].

Отже, встановлена можливість використання дизельних біопалив в дизелях як добавки до дизельних палив.

Суміш (80% ДП та 20% МЕЖК) є максимально допустимою при використанні у ПНВТ досліджуваного двигуна, тому що вона відповідає

максимально допустимим температурним режимам, встановленим заводом виробником.

Температура палива у ПНВТ має знаходитись у межах 55 - 60°C, так як ці значення за попередньо проведеними дослідженнями дали найбільший ефект. Тому виникла необхідність у встановленні підігрівача для забезпечення в'язкісно-температурних характеристик палива.

2.3 Аналіз існуючих підігрівачів палив

Відомо, що при збільшенні температури впорскнутого палива в допустимих межах знижується його кінематична в'язкість, густина та коефіцієнт поверхневого натягу, тобто ті основні фізико-хімічні властивості палива від яких залежить якість його розпилювання, і як наслідок, ефективність його згорання.

Під час експлуатації транспортних засобів при від'ємних температурах виникають труднощі пов'язані з пуском та експлуатацією двигунів. Процес згорання палива залежить від таких фізико-хімічних параметрів, як в'язкість, густина, поверхневий натяг палив [105]. Всі ці чинники впливають на пускові властивості двигуна, а також надійність роботи. Тому виробники транспортних засобів або власники автомобілів додатково встановлюють підігрівачі палив, для покращення експлуатаційних властивостей дизелів автомобілів.

На сьогоднішній день існує багато різних підігрівачів дизельного палива, які поділяються:

- за способом джерела теплоти (електричні, повітряні, рідинні);
- за способом надходження теплоти (проточні, накопичувальні, накладні);
- за потужністю теплоносія.

Різні види підігрівачів палива, які встановлюються додатково у штатні системи живлення дизелів зображені на рис.2.7 – 2.9. Їх застосовують, як в

автомобілях, так і вантажних, і автобусах. Ці підігрівачі мають певні переваги та недоліки.

До переваг можна віднести:

- легкість встановлення та експлуатації;
- доступність у продажу;
- досить висока надійність.



Рисунок 2.7 – Комплект додаткового підігрівача палива «Sever – S»CFH – 007

Недоліками цих підігрівачів є:

- висока вартість;
- неремонтоздатність;
- збільшення опору нагрівача при збільшенні робочої температури.



Рисунок 2.8 – Підігрівач
ЕПДТ-150-06 палива в баку
автомобіля



Рисунок 2.9 – Накладні
підігрівачі на паливні
фільтри

Проте існує спосіб полегшеного запуску дизеля шляхом підігрівання його рідинних середовищ («Нагреватель топлива дизеля», патент RU 2008498 C1, F02M31/10, 28.02.1994) [106]. Даний спосіб реалізується конструкцією, що забезпечує передпускове підігрівання палива без його поточного підігріву в процесі експлуатації. Відома конструкція паливної системи забезпечення роботи дизельного двигуна (патент RU 2037068 C1, F02M31/16, 09.06.1995 [107]), яка передбачає процес підготовки палива з застосуванням фільтрів, електронагрівача, пальника. Але така конструкція не забезпечує реалізацію процесу експлуатаційного підігрівання палива та достатню ефективність процесу спалювання палива в двигуні.

Найбільш цікавим технічним рішенням є спосіб підігрівання палива, що реалізується у відомій конструкції нагрівального паливозабірника "Номакон ТП-1-16/200" ТУ РБ 100009933.005 – 2002 виробництва НВП "Номакон", м. Мінськ, Білорусь. В даній конструкції комбіноване підігрівання палива електронагрівальними елементами і охолоджуючою рідиною двигуна не забезпечує стабільне підтримання оптимальної температури палива в момент його спалювання та високу ефективність цього процесу. В основу винаходу поставлено задачу розробки способу і

підготовки дизельного палива в двигуні внутрішнього згорання, а також його спалювання шляхом виконання конкретних і в певній послідовності операцій очищення та підігрівання. Технічним результатом цього буде інтенсифікація процесу його розпилювання і підвищення ефективності спалювання, що призведе до покращення споживчих властивостей - збільшення номінальної потужності, збільшення максимального крутного моменту, зменшення витрат палива на різних режимах роботи двигуна, покращення екологічних показників. Поставленої задачі дослідники досягали тим, що при реалізації способу підготовки дизельного палива в двигуні внутрішнього згорання, що включає операції фільтрації і подачі палива в камеру згорання, паливо при роботі двигуна постійно підігрівають і подають в камеру згорання при температурі в межах від 45°C до 105°C . Проте за роботою [108] температура палива суттєво впливає на зниження продуктивності підкачуючих насосів. За номінальної частоти та тиску 0,1 МПа та температури 80°C це зниження складає до 40%. Збільшення частоти обертання вала паливного насосу зменшує циклову подачу підкачуючого насоса за однакового температурного режиму. Як наслідок, для отримання стабільних показників паливопідкачувальних насосів необхідно підтримувати температуру палива в межах $30^{\circ}\text{C} - 40^{\circ}\text{C}$.

За умови, що в паливній системі дизеля не відбувається перегрів палива (температура на вході в паливний насос високого тиску не більше 60°C), то циркуляція палива через фільтр грубої очистки складає 1.0, а через насос та фільтр тонкої очистки 1.0-1.5, що створює умови для видалення повітря з паливної системи [109].

При застосуванні біопалив в дизелях для розширення паливної бази колісних транспортних засобів проведено аналіз існуючих підігрівачів палив, але, на жаль, не всі типи підігрівачів пристосовані для використання з біопаливами, тому виникла необхідність в розробці власної системи живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для роботи на дизельних

біопаливах, причому система живлення також має забезпечувати сталу температуру палива, яке надходить до ПНВТ.

2.4 Розробка системи живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для роботи на дизельних біопаливах

В системі живлення багатопаливного двигуна, яка розробляється, можуть застосовуватися штатні дизельні палива, дизельне біопаливо та їх суміші. Оскільки кожне із вищевказаних палив має різні фізико-хімічні характеристики (кінематичну в'язкість, густину, поверхневий натяг та інше), від яких залежить якість розпилювання палива та ефективність його згорання. Відомі системи живлення, що забезпечують роботу дизелів на штатному та легких паливах, включаючи бензин та етанол, застосовують на багатопаливних двигунах спеціального призначення. Відмінність фізико-хімічних властивостей різних палив для багатопаливних двигунів призводить до зменшення циклової подачі менш в'язких палив і як наслідок до зниження потужності двигуна. Робота багатопаливної системи живлення відбувається аналогічно роботи звичайної штатної системи живлення дизеля, яка дозволяє використання легких палив, зокрема бензин та етанол. Для компенсації зміни циклової подачі та потужності багатопаливного дизеля при переході на легкі палива в паливний насос високого тиску встановлюють багатопозиційний упор рейки номінальної подачі палива з механічним чи автоматичним перемикачем в залежності від виду використовуваного палива, які забезпечують підтримання приблизно сталої потужності двигуна при роботі на різних видах палива.

Недоліками таких систем є те, що вони використовуються в багатопаливних двигунах спеціального призначення у випадках виникнення нештатних (аварійних) ситуацій. Довготривала робота двигуна не на штатному паливі знижує його ресурс майже в 10 разів. За найближчий аналог прийнято систему живлення багатопаливних судових двигунів, в яких

передбачено використання штатних та важких палив. В цьому випадку суттєву зміну в процес паливоподачі вносить висока в'язкість важких палив. Для зменшення впливу в'язкості палива на показники якості розпилювання, прокачування та інші показники використовують підігрів палива.

Система живлення багатопаливного двигуна складається з паливного баку, фільтру грубої очистки палива, фільтру тонкої очистки палива, паливо підкачувального насосу низького тиску, паливного насосу високого тиску, форсунок, паливопроводів низького та високого тиску паливного насосу високого тиску, підкачуючого насосу низького тиску, форсунок, фільтрів грубої та тонкої очистки палива, паливопроводів низького та високого тиску, датчиків температури палива в паливній ємності, підігрівача палива в паливній ємності.

Недоліком найближчого аналога є те, що система підігріву палива енергозатратна, крім того, робота такої системи живлення орієнтована на штатне дизельне чи важке паливо (мазут). Метою винаходу є розширення меж використання біопалив з різними фізико-хімічними властивостями (дизельне паливо, дизельне біопаливо та їх суміші) з мінімально можливими відхиленнями потужнісних, паливно-економічних та екологічних показників [110] двигуна шляхом раціональної адаптації в'язкісно-температурних показників використовуваних палив.

Вирішення поставленої мети досягається тим, що в систему живлення багатопаливного двигуна внутрішнього згорання у впускний канал подачі палива в паливний насос встановлений робочий елемент диференціального датчика температури палива, яке подається в надплунжерний простір, вільний елемент якого розміщений в паливному баці, робочий елемент диференціального датчика температури електрично зв'язаний з електронним блоком керування, виконавчий механізм електронного блоку керування – шаговий двигун – електрично зв'язаного з підсилювачем, механічно – краном, що керує відкриття каналів подачі підігрітої охолодної рідини із системи охолодження двигуна у підігрівач палива, що подається в паливний

насос високого тиску, шаговий двигун електрично з'єднаний з перемикачем виду використовуваного палива, який у свою чергу електрично зв'язаний з регулятором подачі напруги в шаговий двигун. Схему живлення багатопаливного двигуна наведено на рис. 2.10.

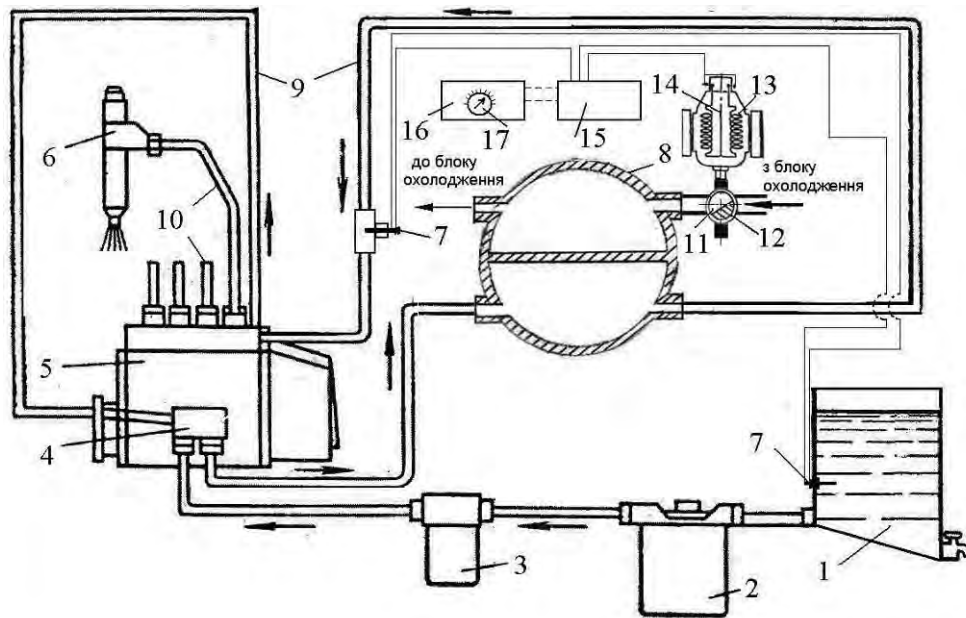


Рисунок 2.10 – Система живлення багатопаливного двигуна

Система живлення складається з паливного баку 1, фільтру грубої очистки палива 2, фільтру тонкої очистки палива 3, паливopідкучувального насосу низького тиску 4, паливного насосу високого тиску 5, форсунок 6, диференціального датчика температури палива 7, підігрівачу палива (теплообмінник) 8, паливopроводів низького 9 та високого 10 тиску, регульованого крану 11, який подає охолоджену рідину в підігрівач 8, та золотника 12, який регулює кількість підігрітої охолодженої рідини шагового двигуна 13, валу 14, який жорстко закріплений до золотника 12, шагового двигуна 13, котрий електрично зв'язаний через підсилювач напруги 15 з електронним блоком 16 регулятора напруги, перемикача 17 режимів роботи (в залежності від виду використовуваного палива), який електрично зв'язаний з електронним блоком 16 регулятора напруги.

Система живлення за роботи на дизельному біопаливі працює наступним чином. Водій перед пуском двигуна встановлює перемикач 17 на режим роботи, відповідно до виду біопалива, на якому буде працювати двигун. Біопаливо із паливного бака 1 за допомогою паливопідкачуючого насосу низького тиску 4 через фільтр грубої очистки палива 2, фільтр тонкої очистки палива 3, підігрівач палива 8 надходить до головки паливного насосу високого тиску 5. Відомо, що чим більше в сумішевих паливах метилових ефірів жирних кислот тим більше кінематична в'язкість сумішевих дизельних біопалив, тому необхідний регульований підігрів біопалива, яке надходить в паливний насос високого тиску. Зменшення кінематичної в'язкості дизельного біопалива досягається збільшенням величини додаткового підігріву біопалива. Зміну величини підігріву біопалива, яке надходить до паливного насосу високого тиску 5 відбувається зміною кількості надходженої підігрітої охолодної рідини з блоку охолодження двигуна за допомогою регульовального крану 11, золотникового елемента 12, який жорстко з'єднаний з валом 13 шагового двигуна 14 від положення яких залежить кількість підігрітої рідини, яке надходить до підігрівача палива 8. Диференціальний датчик температури палива 7 коректує величину додаткового регульованого підігріву дизельного біопалива в залежності від температури навколишнього середовища, тобто від температури біопалива, яке знаходиться в паливному баку 1. Перемикач режимів 17 роботи підігрівача 8 визначає програму роботи шагового двигуна 13 в залежності від виду використовуваних палив та їх в'язкісно-температурних показників.

Отже розроблено удосконалення штатної системи живлення дизеля додатковим підігрівачем палива рідиного типу для оптимізації в'язкісно-температурних показників дизельних біопалив.

Отримано патент на винахід № 114871 Україна F02M 31/02, F02D 19/06 «Система живлення багатопаливного двигуна» [110] та патент на корисну модель № 122625 Україна, МПК (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 «Спосіб

використання присадки до дизельного палива, сумішей дизельного палива та біодизельного палив (Додаток В) [111] .

Розширено межі використання біопалив з різними фізико-хімічними властивостями з мінімально можливими відхиленнями потужнісних, паливо-економічних та екологічних показників двигуна.

2.5 Висновки до другого розділу

1. Всі зразки сумішевих палив, які досліджувалися, відповідають стандарту ДСТУ 7688:2015.

2. Встановлено можливість використання дизельних біопалив в дизелях, як добавки до дизельних палив.

3. З отриманих характеристик видно, що в'язкісно-температурний показник палива суттєво впливає на паливно-економічні показники дизеля.

4. Температура палива у ПНВТ має знаходитись у межах 55 - 60°C, так як ці значення за попередньо проведеннями дослідженнями дали найбільший ефект. Тому виникла необхідність у встановленні підігрівача палива для забезпечення в'язкісно-температурних характеристик палива.

5. При роботі дизеля на дизельному біопаливі (суміш 80% штатного дизельного палива та 20% метилового ефіру жирних кислот) при підігріві палива до температури 65°C економія складає 26% на холостому ході.

6. При застосуванні біопалив в дизелях для розширення паливної бази колісних транспортних засобів проведено аналіз існуючих підігрівачів палив, але, на жаль, не всі типи підігрівачів пристосовані для використання з біопаливами, тому виникла необхідність в розробці власної системи живлення багатопаливного двигуна з підігрівачем для роботи на дизельних біопаливах, причому система живлення також має забезпечувати сталу температуру палива, яке надходить до ПНВТ.

7. Розроблено систему живлення дизеля додатковим підігрівачем палива рідиного типу для оптимізації в'язкісно-температурних показників

дизельних біопалив, що дозволить розширити межі використання біопалив з різними фізико-хімічними властивостями з мінімально можливими відхиленнями потужнісних, паливо-економічних та екологічних показників двигуна.

8. Отримано патент на винахід № 114871 Україна F02M 31/02, F02D 19/06 «Система живлення багатопаливного двигуна» та патент на корисну модель № 122625 Україна, МПК (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 «Спосіб використання присадки до дизельного палива, сумішей дизельного палива та біодизельного палив.

РОЗДІЛ 3

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

3.1 Вибір випробувального їздового циклу для проведення досліджень

Одним з основних питань, яке вирішувалось при розробці методики визначення впливу виду палива на паливо-економічні та екологічні показники, є вибір їздового циклу, який би найбільш повно імітував режими руху легкового автомобіля в умовах експлуатації.

На сьогодні відомо багато різновидів їздових циклів, які призначені для різних типів транспортних засобів і поділяються за складністю виконання, умовами та показниками, що визначаються під час їх виконання.

Деякі з цих їздових циклів, з допомогою яких визначаються паливна економічність та екологічні показники легкових автомобілів, описані і представлені нижче.

Їздовий цикл, що побудований за результатами замірів режимів руху легкових автомобілів у великих містах Європи називається Європейським міським випробувальним циклом. Його зображено на рис.3.1. Він повністю відтворює такі експлуатаційні умови:

- робота двигуна автомобіля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу (імітація очікування зеленого світла світлофора на перехресті);
- рушання автомобіля з місця та розгін до певної швидкості;
- рух із сталою швидкістю на певній ділянці;
- перемикання передач з нижчою на вищу або в зворотному порядку;
- розгін автомобіля від однієї швидкості до іншої;
- гальмування двигуном з однієї швидкості до іншої або до повної

зупинки;

- гальмування до повної зупинки з використанням робочої гальмівної системи.

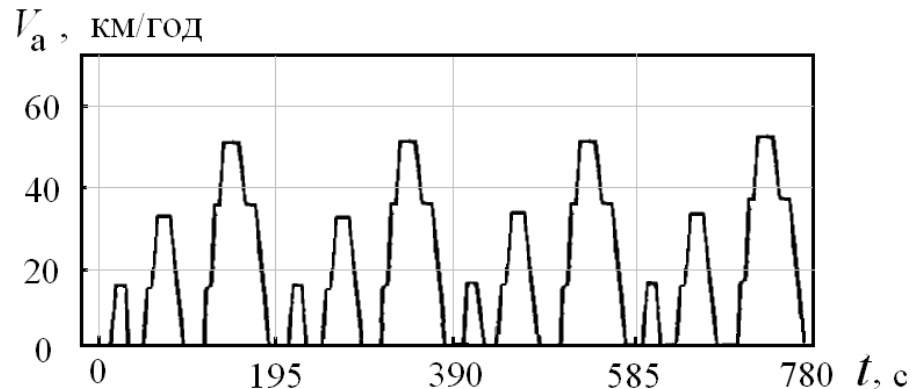


Рисунок 3.1 – Європейський міський випробувальний цикл

Цей цикл включає чотири набори режимів, довжина умовного шляху циклу 4,052 км, час виконання 820 с., максимальна швидкість 50 км/год. Цикл було введено Правилами ЄЕК ООН №15 в 1970 році [112], коли було започатковано нормування викидів шкідливих речовин легковими автотранспортними засобами.

Наступним кроком розвитку їздових циклів в Європейських країнах для оцінки токсичності ВГ і визначення витрати палива легкових автомобілів та вантажних автомобілів повною масою до 3,5 т став їздовий цикл NEDC (New European Driving Cycle) [113].

Цей цикл триває 1180 с і складається з двох частин (рис. 3.2). Перша частина – це міський їздовий цикл UDC (Urban Driving Cycle) з максимальною швидкістю руху 50 км/год, який включає чотири послідовних їздових цикли і імітує умови руху автомобіля по місту. Друга частина циклу – заміський цикл EUDC (ExtraUrban Driving Cycle) з максимальною швидкістю руху 120 км/год (для автомобіля з двигуном невеликої потужності - 90 км / год). Цей цикл імітує умови руху автомобіля за магістраллю. За їздовим циклом NEDC випробування автомобіля відбувається на бігових

барабанах після запуску холодного двигуна та його прогріву на холостому ході протягом 40 с.

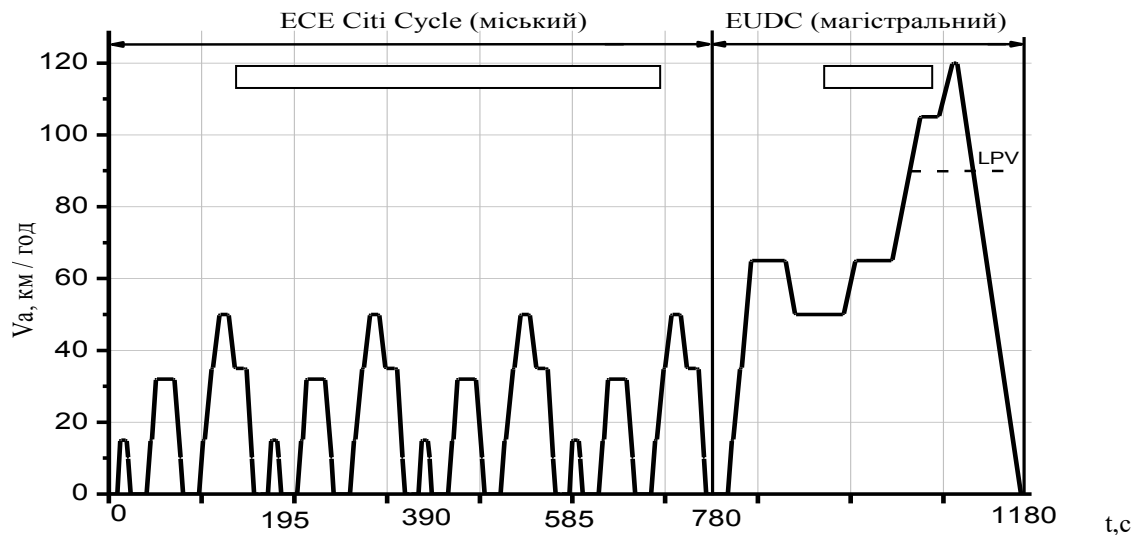


Рисунок 3.2 – Європейський модернізований їздовий цикл

Починаючи зі стандарту EURO-3 (2000р.) замість їздового циклу NEDC використовується модернізований їздовий цикл MNEDC (Modified New European Driving Cycle), в якому скасована попередня робота двигуна протягом 40 с до початку вимірювання ВГ. При цьому холодний запуск було включено в програму випробувань і тому загальний час виконання циклу склав 1220 с (рис.3.3).

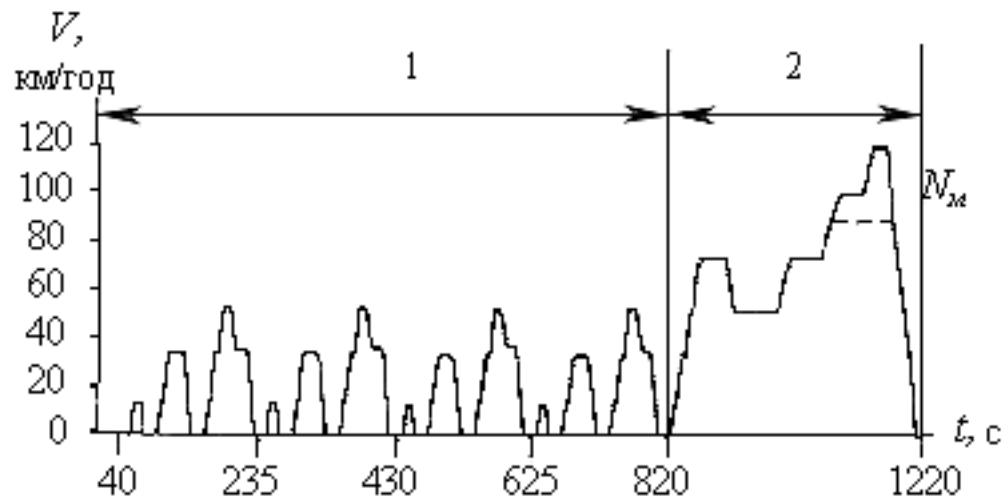


Рисунок 3.3 – Модифікований Європейський міський випробувальний цикл

- 1 – ECE City Cycle (міський)
- 2 - EUDC City Cycle (магістральний)

В Японії випробування автомобілів з кількістю пасажирів менше 10 і масою менше 2,5т проводяться за двома циклами:

- 11-ти режимним - холодні випробування,
- 10-15-ти режимним - гарячі.

На рисунку 3.4 показано одинадцятирежимний їздовий цикл, без попереднього прогріву ДВЗ. Кожна фаза циклу триває 120 с на дистанції 1021 м. Середня швидкість автомобіля в циклі становить 30,6 км/год.

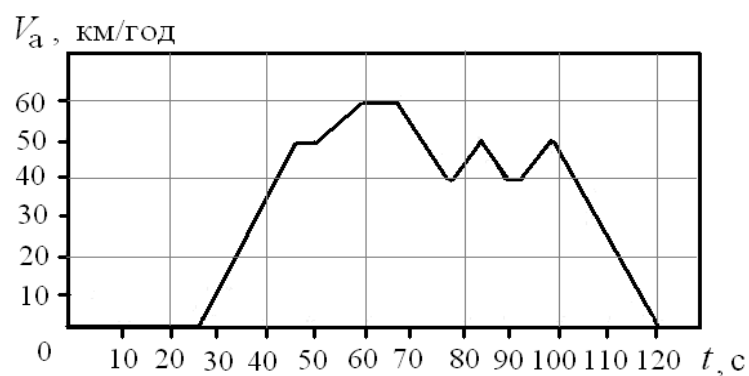


Рисунок 3.4 – Одинадцятирежимний їздовий цикл (Японія)

На рисунку 3.5 показано 10–15-режимний цикл з попереднім прогрівом двигуна. Довжина циклу становить 4,16 км, час виконання триває 660 с., максимальна швидкість складає 70 км/год, середня швидкість руху автомобіля в циклі становить 22,7 км/год.

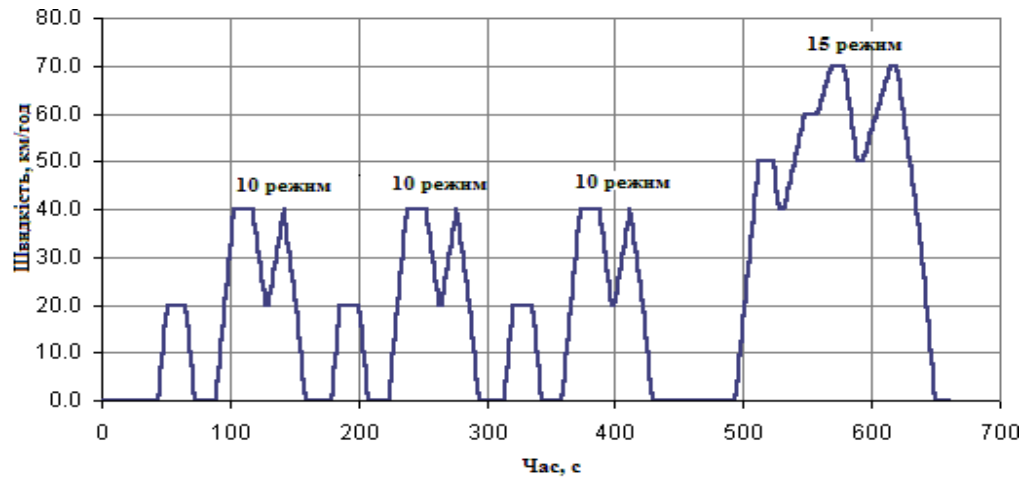


Рисунок 3.5 – 10-15-режимний їздовий цикл (Японія)

Більш складний їздовий цикл для випробування легкових автомобілів використовується в США (рис. 3.6). В цьому режимі практично відсутні усталені режими. Довжина умовного шляху в такому циклі 17,8 км, час його виконання 1877 с., максимальна швидкість – 91,2 км/год, середня швидкість 34,1 км/год.

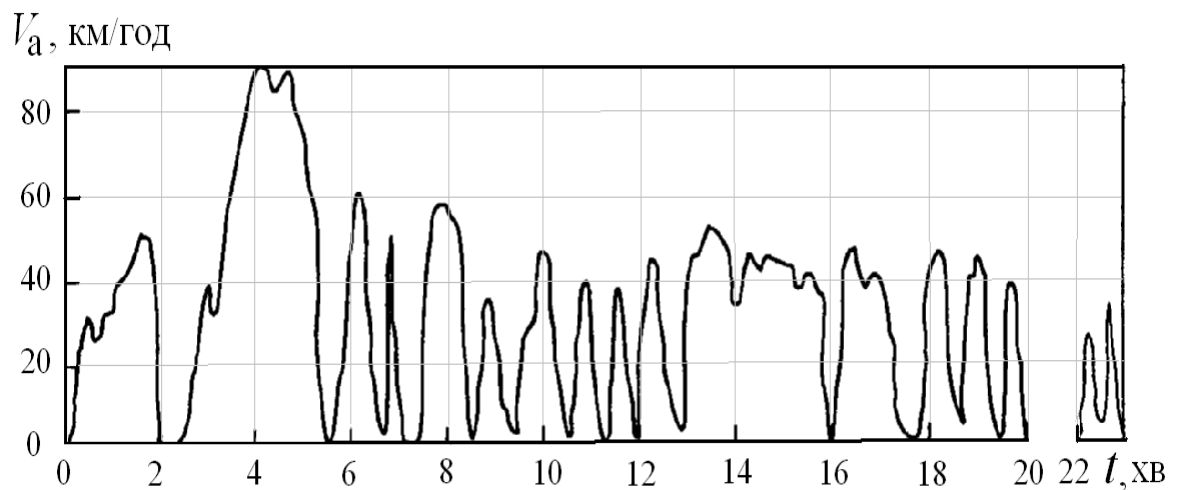


Рисунок 3.6 – Міський федеральний випробувальний цикл США

Всі існуючі в світі тестові процедури для вимірювання витрат палива нереалістичні – саме тому прийшлося розробити їздовий цикл ARDC (Autoreview driving cycle), який більш наближений до умов міської їзди. З 2009 року почав розроблятися новий їздовий цикл WLTC (рис.3.7).

WLTC – це ціла серія циклів для автомобілів повної маси до 3500 кг, розділених на класи за ступенем енергоозброєності, а саме відношення потужності двигуна до спорядженої маси автомобіля. Також в цьому циклі передбачено певні інтервали в залежності від максимальної швидкості транспортного засобу.

Особливістю методики циклу WLTP полягає в наступному:

- використання палива найбільш розповсюджене в даному регіоні;
- має бути на автомобілі базова комплектація (колеса, підвіска, аеродинамічне пристосування, додаткове обладнання);
- залишкова глибина канавок протектора має становити не менше 80% глибини протектора нової шини;
- капот під час випробувань на бігових барабанах тепер закритий в обов'язковому порядку;
- гібриди випробовуються як звичайні автомобілі.

Швидкість км/год

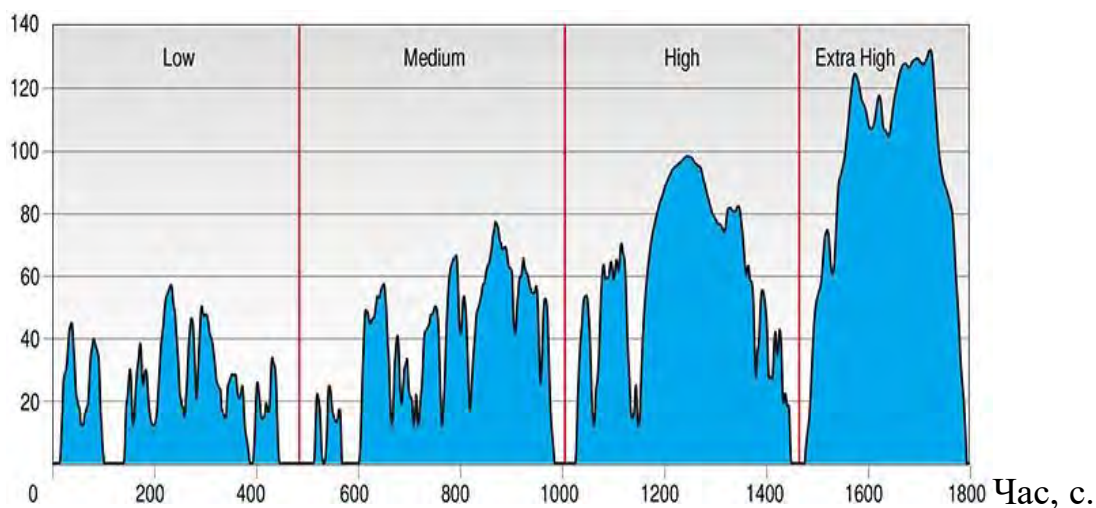


Рисунок 3.7 – Всесвітній гармонізований тестовий цикл для легкових автомобілів

За циклами WLTC КТЗ поділяються за ступенем енергоозброєності на класи:

1. Менше 22 Вт/кг.
2. Від 22 до 34 Вт/кг.
3. Більше 34 Вт/кг.

Загальний час повного циклу WLTC – півгодини або 1800 секунд. Це набагато ближче до американського циклу FTP – 75 (1874 с.), ніж до європейського NEDC або японському JCO8 (1180 и 1204 секунди відповідно). В тих країнах, де офіційно не дозволено їздити зі швидкістю 130 км/год фаза Extra High тривалістю 323 с може бути виключно за рішенням місцевої влади. З формальної точки зору це правильно: нема ніякого сенсу вимірювати витрати палива на офіційно заборонених швидкостях. З іншої сторони, втрачається весь сенс універсальності цикла WLTC. Адже витрати у версій автомобілів для Америки (дозволений максимально 65 миль на годину, або 104,6 км/год) та для Європи не можна буде порівняти напряду.

Основні параметри циклів зазначених вище наведено в таблиці 3.1.

Таблиця. 3.1 – Методика вимірювання витрат палива

Параметри	Тривалість циклу, с	Частка часу зупинок, %	Максимальна швидкість, км/год	Середня швидкість км/год	Максимальне прискорення, м/с ²
WLTC	1800	13,4	131,3	53,8	1,38
ARDC	7326	15	100	36,2	1,47
NEDC	1180	24,8	120	44,7	0,83
FTP-75	1876	19,6	91,3	42,4	1,48
JCO8	1204	29,7	81,6	34,7	1,30

У країнах колишнього СРСР на всі ДТЗ (за ГОСТ АТЗ), за винятком позадорожніх, поширюється дія ГОСТ 20306-90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний" [114], який набув чинності з 1 січня 1992 року та діє на території України.

ГОСТ 20306-90 передбачає наступні їздові цикли для випробувань легкових автомобілів, а саме:

- магістральний цикл на дорозі для автомобілів повною масою до 3,5 т, автобусів далекого сполучення;
- міський цикл на стенді для АТЗ повною масою до 3,5 т (табл.3.2);
- міський цикл на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т (табл.3.3, рис. 3.8).

Таблиця 3.2 – Операційна карта Європейського міського їздового циклу

Операція (фаза)	Час t, с	Швидкість КТЗ V, км/год	Прискорення a, м/с ²	Застосовувана передача
Холостий хід	(0...11)	0,0	0,00	нейтральна
Розгін	(11...15)	0,0...15,0	1,04	U _I
Стала швидкість	(15...23)	15,0	0,00	U _I
Уповільнення зі з'єднанням зчепленням	(23...25)	15,0...10,0	-0,69	U _I
Уповільнення з роз'єднанням зчепленням	(25...28)	10,0...0,0	-0,92	U _I
Холостий хід	(28...44)	0,0	0,00	нейтральна
	(44...49)	0,0	0,00	U _I
Розгін	(49...54)	0,0...15,0	0,83	U _I
Перемикання передач	(54...56)	15,0	0,00	нейтральна
Розгін	(56...61)	15,0...32,0	0,94	U _{II}
Стала швидкість	(61...85)	32,0	0,00	U _{II}
Уповільнення зі з'єднанням зчепленням	(85...93)	32,0...10,0	-0,75	U _{II}
Уповільнення з роз'єднанням зчепленням	(93...96)	10,0...0,0	-0,92	U _{II}
Холостий хід	(96...112)	0,0	0,00	нейтральна
	(112...117)	0,0	0,00	U _I
Розгін	(117...122)	0,0...15,0	0,83	U _I
Перемикання передач	(122...124)	15,0	0,00	нейтральна
Розгін	(124...133)	15,0...35,0	0,62	U _{II}
Перемикання передач	(133...135)	35,0	0,00	нейтральна
Розгін	(135...143)	35,0...50,0	0,52	U _{III}
Стала швидкість	(143...155)	50,0	0,00	U _{III}
Уповільнення зі з'єднанням зчепленням	(155...163)	50,0...35,0	-0,52	U _{III}
Стала швидкість	(163...176)	35,0	0,00	U _{III}

Закінчення таблиці 3.2

Операція (фаза)	Час t , с	Швидкість КТЗ v , км/год	Прискорення a , м/с ²	Застосовувана передача
Перемикання передач	(176...178)	35,0	0,00	нейтральна
Уповільнення зі з'єднаним зчепленням	(178...185)	35,0...10,0	-0,86	U_{II}
Уповільнення з роз'єднаним зчепленням	(185...188)	10,0...0,0	-0,92	U_{II}
Холостий хід	(188...195)	0,0	0,00	нейтральна

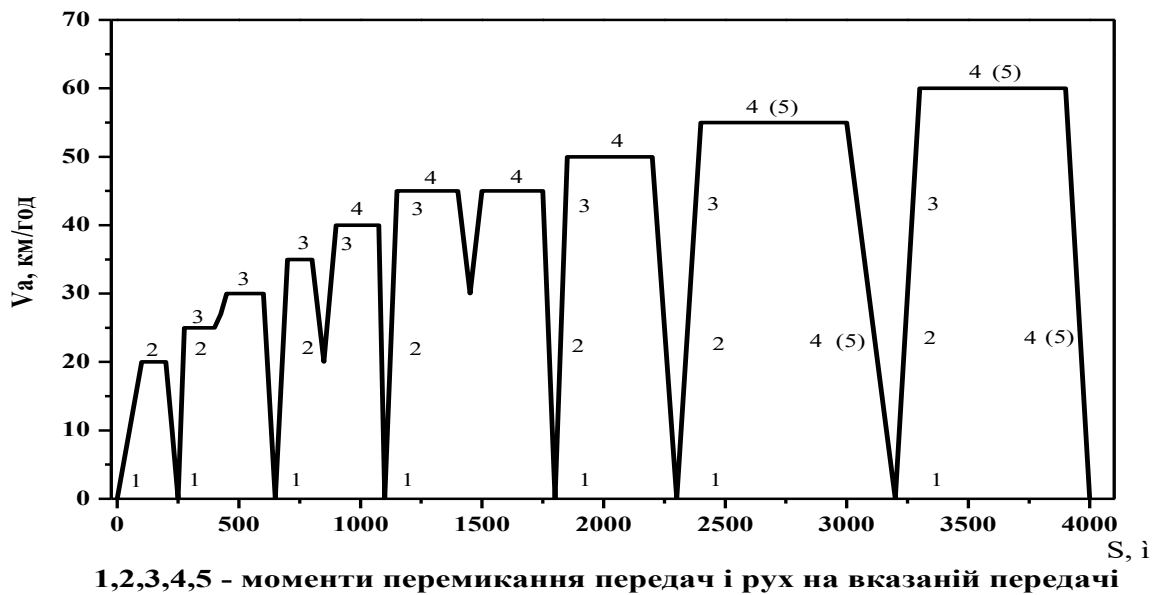


Рисунок 3.8 – Схема міського їздового циклу на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т

Таблиця 3.3 – Операційна карта міського їздового циклу на дорозі для АТЗ повною масою до 3,5 т

Номер операції	Відмітка шляху, м	Послідовність операцій
1	0	Робота двигуна на холостому ході 15 с. Розгін на першій передачі до швидкості 20 км/год. Ввімкнення другої передачі та продовження руху з постійною швидкістю 20 км/год до відмітки 200 м
2	200	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 15$ м). Робота на холостому ході 15 с. Розгін на другій передачі до швидкості 25 км/год. Ввімкнення третьої передачі і продовження руху з постійною швидкістю 25 км/год до відмітки 400 м
3	400	Розгін на третій передачі до швидкості 30 км/год, продовження руху на третій передачі з постійною швидкістю 30 км/год до відмітки 600 м

Закінчення таблиці 3.3

Номер операції	Відмітка шляху, м	Послідовність операцій
4	600	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 36$ м). Робота на холостому ході 15 с. Розгін до швидкості 35 км/год. Перемикання з першої передачі на другу при швидкості 20 км/год, а з другої на третю – при 30 км/год. Продовження руху на третій передачі з постійною швидкістю 35 км/год до відмітки 800 м.
5	800	Гальмування до швидкості 20 км/год ($S_g = 30$ м). Розгін до швидкості 40 км/год. Перемикання з другої на третю передачу при швидкості 35 км/год. Продовження руху на четвертій передачі зі швидкістю 40 км/год до відмітки 1100 м
6	1100	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 60$ м). Робота на холостому ході 15 с. Розгін до швидкості 45 км/год. Перемикання з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год. Продовження руху на четвертій передачі зі швидкістю 45 км/год до відмітки 1400 м
7	1400	Гальмування до швидкості 30 км/год ($S_g = 45$ м). Розгін на третій передачі до швидкості 45 км/год. Продовження руху на четвертій передачі з постійною швидкістю 45 км/год до відмітки 1700 м
8	1700	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 80$ м). Робота на холостому ході 15 с. Розгін до швидкості 50 км/год. Перемикання з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год. Продовження руху на четвертій передачі з постійною швидкістю 50 км/год до відмітки 2200 м
9	2200	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 96$ м). Робота на холостому ході 45 с. Розгін до швидкості 55 км/год. Перемикання з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год. Продовження руху на вищій передачі з постійною швидкістю 55 км/год до відмітки 3000 м
10	3000	Гальмування до повної зупинки ($S_g = 110$ м). Робота на холостому ході 15 с. Розгін до швидкості 60 км/год. Перемикання з другої на третю передачу при швидкості 40 км/год. Продовження руху на вищій передачі з постійною швидкістю 60 км/год. Початок гальмування з таким розрахунком, щоб зупинитися на відмітці 4000 м ($S_g = 138$ м)
11	4000	Запис значення кількості використаного палива та часу руху

Аналіз наведених їздових циклів показує, що оптимальним циклом для визначення впливу виду палива на паливну економічність та екологічні показники легкового автомобіля є Європейський міський їздовий цикл. Цей цикл найбільш наближений до умов експлуатації автомобіля в місті.

3.2 Уточнення математичної моделі руху автомобіля за Європейським їздовим циклом

Під час досліджень використання дизельних біопалив в двигунах КТЗ обрано за основу математичну модель руху автомобіля, розроблену на кафедрі «Двигуни і теплотехніка», основні залежності якої вперше об'єднав у цілісну математичну модель проф. Ю.Ф. Гутаревич [115]. Ця математична модель представлена системою «водій – автомобіль – дорога». Уточненням та розширенням цієї моделі, для вирішення різноманітних задач займалися такі вчені, зокрема Долганов К.Е., Говорун А.Г., Матейчик В.П. [116], Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. [117], Устименко В.С. [118] та інші. Основні режими роботи двигуна автомобіля є неусталені режими, вплив яких найбільший на паливо-економічні та екологічні показники роботи двигуна автомобіля [119]. Особливістю моделі є те що за неусталених режимів особливо важливим є вплив водія на органи керування, тому виникла необхідність включення в модель параметрів, які відображають дії водія. Як наслідок, такі зміни в моделі дозволяють використовувати її для визначення показників автомобіля в різних експлуатаційних умовах.

Маючи математичні моделі двигуна автомобіля за роботи на дизельних біопаливах можливо розрахувати витрату палива в русі за їздовим циклом або в експлуатаційних умовах враховуючи не тільки параметри автомобіля, вид палива та тип дорожнього покриття, а й особливості керування автомобілем з боку водія (час і величина відкриття педалі керування двигуном від якої залежить кутова швидкість КВ та час відпускання печалі зчеплення). Ці дані дозволяють змодельовати ідентичні випробування автомобіля при живленні різними видами палив та виконати більш точне моделювання перехідних режимів в русі автомобіля за їздовим циклом з метою отримання показників роботи автомобіля близьких до реальних.

Уточнена математична модель складається з диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують рух автомобіля за певними режимами. Вхідними даними для

розрахунку на математичній моделі є поліноміальні залежності показників роботи двигуна автомобіля на дизельному паливі та дизельному біопаливі. Отримані поліноміальні залежності визначенні експериментальним шляхом за допомогою навантажувальних характеристик, параметрів дорожнього покриття, основних характеристик палив, які використовуються та двигуна і автомобіля в цілому. Крім того, входними змінними є величина та швидкість переміщення педалі керування двигуном, швидкість вмикання зчеплення, вибрана передача, моменти зміни передачі, час перемикання передачі, швидкість руху, які обрав водій.

Розглянемо характерні режими їздового циклу:

1. Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху.
2. Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження.
3. Рушання автомобіля за буксуючого зчеплення.
4. Розгін автомобіля при ввімкненому зчепленні.
5. Рух автомобіля при зміні передачі.
6. Усталений рух автомобіля.
7. Гальмування автомобіля з під'єднаним зчепленням (робота ДВЗ в режимі примусового холостого ходу, де подання палива перекривається запірним електромагнітним клапаном).
8. Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням (в основному робота двигуна в режимі мінімальної частоти холостого ходу).

3.2.1 Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу на нерухомому автомобілі перед початком руху

В режимі холостого ходу крутний момент двигуна $M_k = 0$, оскільки відсутні будь-які зв'язки між двигуном та трансмісією. Частота обертання колінчастого вала дорівнює мінімальній в режимі холостого ходу ($n_\partial = n_{\partial x \min} = 905 \text{ хв}^{-1}$), а положення педалі $\varphi_{\text{др}} = \varphi_{\text{др min}}$. Показники роботи двигуна

визначаються як функція від частоти обертання колінчастого вала двигуна за роботи в режимі холостого ходу.

3.2.2 Розгін двигуна автомобіля без зовнішнього навантаження

Процес розгону двигуна водієм від мінімальної частоти обертання на холостому ході $n_{XX \min}$ до частоти, за якої водій відпускає педаль зчеплення $n_{\text{дв.зч}}$ відбувається за умови відсутності зв'язку двигуна з трансмісією.

Частоту обертання вала двигуна в процесі розгону визначають за формулою:

$$n_{\text{дв.}}(t) = n_{XX \min} + \frac{n_{\text{дв.зч}} - n_{XX \min}}{t_k} \cdot t, \quad (3.1)$$

де $n_{\text{дв.}}(t)$ – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв.⁻¹;

$n_{XX \min}$ – мінімальна частота обертання двигуна в режимі холостого ходу, хв.⁻¹;

$n_{\text{дв.зч}}$ – частота обертання двигуна, яка відповідає моменту відпускання педалі зчеплення, хв.⁻¹;

t_k – час, за який відбувається розгін двигуна від $n_{XX \min}$ до $n_{\text{дв.зч}}$, с.

Крутний момент, Н·м:

$$M_k(t) = I_{\text{дв.}} \cdot \frac{\partial n_{\text{дв.}}(t)}{\partial t} \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (3.2)$$

де $I_{\text{дв.}}$ – момент інерції двигуна (визначається з довідника), кг·м².

Положення педалі під час розгону, %:

$$\varphi_{dp} = A_0 + A_1 \cdot n_{\partial} + A_2 \cdot n_{\partial}^2, \quad (3.3)$$

де A_0, A_1, A_2 – поліноміальні коефіцієнти.

Показники роботи двигуна в режимі розгону на холостому ході визначаються як функція від частоти обертання колінчастого вала.

3.2.3 Рушання автомобіля за буксуючого зчеплення

Рушання автомобіля за буксуючого зчеплення, яке супроводжується зниженням частоти обертання двигуна і зростанням частоти обертання веденої частини зчеплення, описується рівняннями окремо для двигуна і веденої частини зчеплення.

Рух двигуна описується рівнянням:

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = (M_{KH}(\varphi_n, n_{\partial}) - M_{зч}) \cdot \frac{30}{I_{\partial\partial} \cdot \pi}, \quad (3.4)$$

де $\frac{dn_{\partial}}{dt}$ – сповільнення чи прискорення колінчастого вала двигуна, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$M_{KH}(\varphi_n, n_{\partial})$ – крутний момент двигуна в неусталеному режимі роботи, Н·м;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Рух веденої частини зчеплення трансмісії автомобіля описується рівнянням:

$$\frac{dn_3}{dt} = (M_{зч} - M_{оп}) \cdot \frac{30}{I_{зч} \cdot \pi}, \quad (3.5)$$

де $\frac{dn_3}{dt}$ – прискорення веденої частини зчеплення, $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$;

$I_{3ч}$ – момент інерції мас автомобіля, які обертаються, приведений до зчеплення, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$M_{3ч}$ – момент тертя зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$M_{оп}$ – момент опору руху автомобіля, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Момент інерції маси автомобіля визначається за залежністю:

$$I_{3ч} = \frac{(m_0 + m_n) \cdot r_K^2}{U_i^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{Ki}}{U_i^2 \cdot U_p^2}, \quad (3.6)$$

де I_{Ki} – момент інерції i -го колеса автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

U_i – передаточне число коробки передач;

U_p – передаточне число головної передачі;

m_0 – маса автомобіля, кг ;

m_n – маса пасажирів, кг ;

r_K – радіус кочення колеса, м .

Крутний момент двигуна в неусталеному режимі роботи двигуна визначається за двох умов: в процесі натискання педалі і після закінчення натискання.

Середній крутний момент на ділянці переміщення педалі за неусталеного режиму M_{KH}^{cp} можна визначити аналогічно витраті палива в цьому режимі, якщо відомий середній крутний момент за усталеного режиму роботи двигуна з використанням залежності, наведеної в роботах проф. Г. М. Злотіна [120, 121, 122]:

$$M_{KH}^{cp} = M_{KY}^{cp} \cdot \left(1,035 - 2 \cdot \frac{t_{OB}}{t_{op}} \right), \quad (3.7)$$

де M_{KY}^{cp} — середній крутний момент на ділянці переміщення педалі за усталеного режиму, Н·м;

t_{OB} — час одного оберту колінчастого вала двигуна, с;

t_{op} — час натискання педалі, с.

На ділянці положення педалі визначається як зміна частоти обертання колінчастого вала двигуна та швидкістю відпускання педалі зчеплення.

Припустимо, що на ділянці переміщення педалі частота обертання колінчастого вала двигуна постійна. Також припустимо, що значення крутного моменту на ділянці переміщення педалі дорівнює середньому значенню крутного моменту в неусталеному режимі роботи двигуна.

Якщо знехтувати зміною частоти обертання, то середнє значення крутного моменту в усталеному режимі роботи у випадку переміщення педалі знаходимо за формулою [121].

$$M_{KY}^{cp} = \frac{1}{\varphi_n^K - \varphi_n^\Pi} \cdot \int_{\varphi_n^\Pi}^{\varphi_n^K} M_K(\varphi_n) d\varphi_n, \quad (3.8)$$

де φ_n^K — кінцеве положення педалі, град;

φ_n^Π — початкове положення педалі, град;

φ_n — поточне значення кута відкриття педалі, $\varphi_{op} \in [\varphi_n^\Pi; \varphi_n^K]$.

Задачу зведено до визначення $M_K(\varphi_n)$, що визначається експериментально і описується поліноміальною залежністю при сталій частоті обертання ($n_\delta = const$).

Після закінчення переміщення педалі крутний момент розраховують за формулою:

$$M_{KH} = M_{KY} - \lambda \cdot \frac{dn_\delta}{dt} \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (3.9)$$

де M_{KH} – величина крутного моменту за неусталеного режиму роботи двигуна, Н·м;

M_{KY} – величина крутного моменту за усталеного режиму роботи двигуна, Н·м;

λ — коефіцієнт неусталеного режиму руху, отриманий дослідним шляхом.

Значення крутного моменту M_{KY} в усьому діапазоні навантажень та швидкісних режимів. За виключенням примусового холостого ходу:

$$M_{KY} = a_0 + a_1 \cdot n_{\partial} + a_2 \cdot \varphi_n + a_{11} \cdot n_{\partial}^2 + a_{22} \cdot \varphi_n^2 + a_{12} \cdot n_{\partial} \cdot \varphi_n, \quad (3.10)$$

де $a_0 \dots a_{12}$ – дослідні коефіцієнти.

Коефіцієнти a_0 та a_1 отримують в результаті обробки експериментальних даних. За роботи ДВЗ за зовнішньою швидкісною характеристикою, крутні моменти описуються поліноміальною залежністю другого степеня як функція від частоти обертання колінчастого валу двигуна.

З урахуванням (3.9) отримаємо рівняння руху двигуна в перший період за рушання автомобіля з місця після переміщення педалі (рівняння 3.4):

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = (M_{KH}(\varphi_n, n_{\partial}) - M_{зч}) \cdot \frac{30}{(I_{\partial\partial} + \lambda) \cdot \pi}, \quad (3.11)$$

де λ – експериментальний коефіцієнт неусталеного руху;

$M_{зч}$ – момент тертя зчеплення, Н·м.

Визначаємо моменти опору руху автомобіля $M_{оп}$ та момент тертя зчеплення $M_{зч}$.

В початковий момент рушання, коли швидкість автомобіля відносно мала, можна не враховувати силу опору повітря та зміну коефіцієнта опору коченню. Момент опору руху автомобіля $M_{оп}$ визначається за залежністю:

$$M_{оп} = \frac{(m_0 + m_n) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot r_d \cdot g}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}, \quad (3.12)$$

де α – кут підйому (спуску) дороги, град;

r_d – динамічний радіус колеса, м;

$g = 9,81$ – прискорення земного тяжіння м/с²;

η_T – ККД трансмісії.

Припустимо, що момент тертя зчеплення не залежить від відносної швидкості ковзання робочих поверхонь та використаємо спрощену лінійну залежність [123,124]:

$$M_{зч} = V_{зч} \cdot t_{зч}, \quad (3.13)$$

де $V_{зч}$ – швидкість зростання моменту тертя зчеплення, Н·м./с;

$t_{зч}$ – час зростання моменту тертя зчеплення, с.

Після завершення процесу включення зчеплення величина моменту тертя зчеплення прийнята постійною (динаміка зміни сил у трансмісії не враховується) та визначається за залежністю [125, 126]:

$$M_{зчmax} = \beta \cdot M_{Kmax}, \quad (3.14)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

M_{Kmax} – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

Положення педалі під час розгону з буксуючим зчепленням визначається за залежністю

$$\varphi_{\partial pi} = \varphi_n^{\Pi} + v_n \cdot t_n, \quad (3.15)$$

де $v_{\partial p}$ – швидкість відкриття педалі, %/с;

$t_{\partial p}$ – час відкриття педалі, с.

При цьому слід враховувати, що кінцеве положення педалі, час відкриття і швидкість визначаються водієм.

Крутний момент під час розгону з буксуючим зчепленням визначається за формулою:

$$M_{\kappa}(t) = I_{\partial s} \cdot \frac{\partial n_{\partial}(t)}{\partial t} \cdot \frac{30}{\pi} + I_{зч} \cdot \frac{\partial n_{зч}(t)}{\partial t} \cdot \frac{30}{\pi} + M_{оп}, \quad (3.16)$$

За умови рівних частот обертання колінчастого вала двигуна та зчеплення завершується процес рухання з буксуючим зчепленням:

$$n_{\partial} = n_{зч}, \quad (3.17)$$

де n_{∂} – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} ;

$n_{зч}$ – частота обертання зчеплення, хв^{-1} .

Швидкість руху автомобіля в даному режимі визначається за формулою:

$$V_a = \frac{n_{зч} \cdot r_K \cdot \pi}{U_i \cdot U_p \cdot 30}, \quad (3.18)$$

де $n_{зч}$ – частота обертання зчеплення, хв^{-1} ;

r_K – радіус кочення колеса, м.

3.2.4 Розгін автомобіля при ввімкненому зчепленні

За існування зв'язку між трансмісією та двигуном і виконанні умови $n_\partial = n_{зч}$ відбувається розгін автомобіля з ввімкненим зчепленням.

Із рівняння тягового балансу маємо:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_n)} \cdot \left[\frac{M_{KH} \cdot U_i \cdot U_P \cdot \eta_T}{r_D} - P_f \pm P_i - P_w \right], \quad (3.19)$$

де η_T – ККД трансмісії;

δ – коефіцієнт врахування мас, які обертаються;

P_f – сила опору коченню автомобіля, Н;

P_i – сила опору підйому, Н;

P_w – сила опору повітря, Н.

Крутний момент в цьому рівнянні визначається як і в режимі розгону за буксуючого зчеплення: в процесі натискання педалі і після закінчення натискання.

Коефіцієнт врахування мас, які обертаються δ знаходимо за формулою:

$$\delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{Ki} + I_{\partial\partial} \cdot U_i^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_T}{(m_0 + m_n) \cdot r_D^2}, \quad (3.20)$$

де $\sum_{i=1}^n I_{Ki}$ – сумарний момент інерції коліс автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_{\partial\partial}$ – момент інерції мас ДВЗ, які обертаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

η_T – ККД трансмісії.

Інші складові сили рівняння тягового балансу знаходимо за формулами:

$$P_f = (m_0 + m_n) \cdot f \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (3.21)$$

де f – коефіцієнт опору коченню.

$$P_i = (m_0 + m_n) \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3.22)$$

$$P_w = kF \cdot V_a^2, \quad (3.23)$$

kF – фактор обтічності, $(H \cdot c^2) / m^2$, (з довідника);

V_a – швидкість автомобіля, м/с.

Коефіцієнт опору коченню є функцією від багатьох параметрів. Найвпливовішим з них є швидкість. Використовуємо формулу, запропоновану проф. Н.О. Яковлєвим [127]:

$$f = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_a^2), \quad (3.24)$$

де A – постійний коефіцієнт ($A=4 \dots 5 \cdot 10^{-5}$);

V_a – швидкість руху автомобіля м/с.

Якщо ж розрахована швидкість на кінець режиму розгону відрізняється від швидкості в програмі їздового циклу, то необхідно змінити величину або час відкриття педалі, швидкість вмикання зчеплення.

3.2.5 Рух автомобіля при зміні передачі

Відповідно до програми їздового циклу, режим зміни передачі триває 2с і виконується при постійній швидкості. Це можливо виконати за умови швидкого переключення передачі і продовження руху зі збереженням постійної швидкості на пониженій або підвищеній передачі.

В момент переключення передач водій від'єднує двигун від трансмісії, одночасно відпускається педаль та двигун незначний час працює в режимі примусового холостого ходу.

В разі переключення на вищу передачу кутова швидкість колінчастого вала двигуна зменшиться, при цьому інерційний момент двигуна буде витрачатися на подолання моменту механічних втрат двигуна. Рівняння руху двигуна в такому випадку буде наступним:

$$I_{\partial\partial} \cdot \frac{dn_{\partial}}{dt_3} = M_B \cdot \frac{30}{\pi}, \quad (3.25)$$

де t_3 – час з моменту вимкнення зчеплення, с;

M_B – момент механічних втрат двигуна, Н·м.

Момент механічних втрат у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна, крім частот, близьких до $n_{XX \min}$, описується залежністю:

$$M_B = -k \cdot n_{\partial}, \quad (3.26)$$

де k – дослідний коефіцієнт;

n_{∂} – частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} .

Для випадку сповільнення автомобіля, коли існує зв'язок з трансмісією, процес описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_n)} \cdot \left[\frac{M_B \cdot U_i \cdot U_P}{\eta_T \cdot r_D} - P_f \pm P_i - P_w \right], \quad (3.27)$$

де M_B – момент механічних втрат двигуна за не натиснутої педалі з, Н·м.

Підставивши (3.26) в (3.25), отримаємо:

$$I_D \cdot \frac{dn_\partial}{dt_3} = -k \cdot n_\partial \cdot \frac{30}{\pi} . \quad (3.28)$$

Помножимо обидві частини рівняння на $\frac{dt}{n_\partial} \neq 0$

$$I_D \cdot \frac{dn_\partial}{n_\partial} = -k \cdot \frac{30}{\pi} \cdot dt . \quad (3.29)$$

Інтегруємо

$$I_{\partial\partial} \cdot \ln n_\partial + k \cdot \frac{30}{\pi} \cdot t_3 = C . \quad (3.30)$$

В момент вимкнення зчеплення ($t_3 = 0$, $n_D = n_{зад}$) маємо:

$$C = I_{\partial\partial} \cdot \ln n_{зад} . \quad (3.31)$$

Після перетворень для i -ї передачі отримуємо:

$$n_\partial = n_{зад_i} \cdot e^{-\frac{30 \cdot k \cdot t_3}{\pi \cdot I_{\partial\partial}}} \quad (3.32)$$

де t_3 – час з моменту вимкнення зчеплення, с;

$n_{зад_i}$ – частота обертання колінчастого валу двигуна, до якої виконується розігнання, хв^{-1} ;

k – дослідний коефіцієнт.

Формулою (3.32) описується також частота обертання колінчастого вала двигуна за зміни передачі.

Показники роботи автомобіля в процесі переключення передачі визначають в режимах примусового холостого ходу у вигляді функції від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

3.2.6 Усталений рух автомобіля

При русі автомобіля з постійною швидкістю крутний момент двигуна автомобіля витрачається на подолання опору кочення та умовного опору повітря і визначається за рівнянням:

$$M_K = \frac{\left[(m_0 + m_n) \cdot (f_0 \cdot \cos \alpha + f_0 \cdot A \cdot V_a^2 \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) + kF \cdot V_a^2 \right] \cdot r_d \cdot g}{U_i \cdot U_P \cdot \eta_T}, \quad (3.33)$$

де A – постійний коефіцієнт ($A = 4 \dots 5 \cdot 10^{-5}$);

kF – фактор обтічності, $(H \cdot c^2) / m^2$;

V_a – швидкість руху автомобіля, м/с.

Частота обертання колінчастого вала двигуна визначається за залежністю:

$$n_o = \frac{V_a \cdot U_i \cdot U_P}{\pi \cdot r_K} \cdot 30, \quad (3.34)$$

де V_a – швидкість руху автомобіля, м/с;

За значенням крутного моменту двигуна визначають розрідження у впускному трубопроводі, за залежністю:

$$M_K = b_0 + b_1 \cdot \Delta p_k, \quad (3.35)$$

де b_0 і b_1 – дослідні коефіцієнти;

Δp_k – розрідження у впускному трубопроводі.

Показники автомобіля в навантажувальному режимі визначають як функції від обертів колінчастого вала двигуна (n_d) і розрідження у впускному трубопроводі (Δp_k).

3.2.7 Гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням

В процесі гальмування автомобіля із під'єднаним зчепленням двигун автомобіля працює в режимі примусового холостого ходу, коли педаль не натиснута, а подача палива переривається клапаном ПНВТ завдяки сигналу з ЕБК автомобіля.

При виконанні даного режиму руху на стенді у випадку, коли кінетична енергія мас, що обертаються (автомобіля, двигуна і стенда) виявиться більше моменту опору руху автомобіля і моменту механічних втрат двигуна, водій за допомогою службового гальмування забезпечує сповільнення задане програмою циклу.

Рівняння руху КТЗ під час уповільнення зі з'єднаним зчепленням:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (m_0 + m_n)} \left(\frac{M_B \cdot U_i \cdot U_0}{\eta_T \cdot r_D} - P_f \pm P_i - P_w \right), \quad (3.36)$$

де M_B – момент механічних втрат двигуна, Н·м.

Оберти колінчастого вала двигуна в процесі гальмування розраховуються за формулою:

$$n_D = \frac{V_a \cdot U_i \cdot U_P}{\pi \cdot r_K} \cdot 30 \quad (3.37)$$

3.2.8 Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням

Гальмування автомобіля з від'єднаним зчепленням відбувається при не натиснутій педалі та відсутньому зв'язку з трансмісією та описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot (m_0 + m_n)} (-P_f \pm P_i - P_w), \quad (3.38)$$

де δ – коефіцієнт врахування мас, які обертаються;

P_f – сила опору коченню автомобіля, Н;

P_i – сила опору підйому, Н;

P_w – сила опору повітря, Н.

Оскільки зв'язок з ДВЗ відсутній, момент інерції мас ДВЗ $I_{\partial\partial}$, які обертаються, не впливає на величину δ_1 . Коефіцієнт δ_1 , який враховує маси, що обертаються для випадку вибігу автомобіля, знаходимо за формулою:

$$\delta_1 = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n I_{Ki}}{(m_0 + m_n) \cdot r_D^2}, \quad (3.39)$$

де $\sum_{i=1}^n I_{Ki}$ – сумарний момент інерції коліс автомобіля, $(\text{кг} \cdot \text{м}^2)$.

Після від'єднання зчеплення двигун зменшує частоту обертання колінчастого вала в режимі примусового холостого ходу. Рівняння руху двигуна наступне:

$$I_{\partial\partial} \cdot \frac{dn_{\partial}}{dt_3} = M_B \cdot \frac{30}{\pi} \quad (3.40)$$

Зміна частоти обертання колінчастого вала після від'єднання зчеплення та час зменшення частоти обертання до мінімальної розраховується за залежністю (3.32).

Якщо час t_{XX} менший за час, визначений програмою їздового циклу, то їх різницю додають до періоду холостого ходу.

Якщо гальмування відбувається за від'єданого від трансмісії двигуна, масові викиди та витрата палива за час зменшення частоти обертання від n_{∂} до $n_{XX \min}$ визначаються за характеристиками примусового холостого ходу. Коли $n_{\partial} = n_{XX \min}$, використовуються дані роботи двигуна в режимі $n_{XX \min}$.

3.3 Методика розрахунків витрати палива та масових викидів основних компонентів шкідливих речовин за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Викиди шкідливих речовин та паливну економічність автомобіля можна розраховувати зважаючи на режими роботи двигуна і його показники, в цих режимах.

Під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу викиди шкідливих речовин і витрата палива повністю визначаються характеристиками двигуна.

В режимах активного холостого ходу, двигун, як споживач палива, повітря і джерело шкідливих викидів описується поліноміальними

залежностями цих показників від частоти обертання колінчастого вала n_d , визначеними за результатами експериментів, наступного виду:

$$\begin{aligned}
 CO &= d_{x0} + d_{x1}n_d + d_{x2}n_d^2; \\
 CH &= k_{x0} + k_{x1}n_d + k_{x2}n_d^2; \\
 NO_x &= m_{x0} + m_{x1}n_d + m_{x2}n_d^2; \\
 CO_2 &= h_{x0} + h_{x1}n_d + h_{x2}n_d^2; \\
 G_n &= c_{x0} + c_{x1}n_d + c_{x2}n_d^2; \\
 G_{нов} &= e_{x0} + e_{x1}n_d + e_{x2}n_d^2.
 \end{aligned} \tag{3.41}$$

Концентрації шкідливих речовин, витрата палива і повітря в навантажувальних режимах (розгін автомобіля, рух з усталеною швидкістю) розраховуються за поліноміальними залежностями другого степеня, визначеними за результатами експериментів, залежно від двох змінних, які характеризують режим роботи двигуна – розрідження у впускному трубопроводі Δp_k та частоти обертання колінчастого вала двигуна n_d :

$$\begin{aligned}
 CO &= (d_0 + d_1\Delta p_k + d_2n_d + d_{11}\Delta p_k^2 + d_{22}n_d^2 + d_{12}\Delta p_k n_d); \\
 CH &= (k_0 + k_1\Delta p_k + k_2n_d + k_{11}\Delta p_k^2 + k_{22}n_d^2 + k_{12}\Delta p_k n_d); \\
 NO_x &= (m_0 + m_1\Delta p_k + m_2n_d + m_{11}\Delta p_k^2 + m_{22}n_d^2 + m_{12}\Delta p_k n_d); \\
 CO_2 &= (h_0 + h_1\Delta p_k + h_2n_d + h_{11}\Delta p_k^2 + h_{22}n_d^2 + h_{12}\Delta p_k n_d); \\
 G_n &= (c_0 + c_1\Delta p_k + c_2n_d + c_{11}\Delta p_k^2 + c_{22}n_d^2 + c_{12}\Delta p_k n_d); \\
 G_{нов} &= e_0 + e_1\Delta p_k + e_2n_d + e_{11}\Delta p_k^2 + e_{22}n_d^2 + e_{12}\Delta p_k n_d,
 \end{aligned} \tag{3.42}$$

Під час переключення на вищу передачу двигун працює в режимі примусового холостого ходу.

Розрахунок витрат палива, повітря і концентрацій шкідливих речовин здійснюється за поліноміальними залежностями, які визначено для цього режиму:

$$\begin{aligned}
CO &= d_{\Pi 0} + d_{\Pi 1} n_{\delta} + d_{\Pi 2} n_{\delta}^2; \\
CH &= k_{\Pi 0} + k_{\Pi 1} n_{\delta} + k_{\Pi 2} n_{\delta}^2; \\
CO_2 &= h_{\Pi 0} + h_{\Pi 1} n_{\delta} + h_{\Pi 2} n_{\delta}^2; \\
NO_x &\approx 0.
\end{aligned}
\tag{3.43}$$

Витрата палива і повітря в режимі ПХХ приймаються такими, як в режимі холостого ходу, з врахуванням відключення подачі палива ЕБК при частоті обертання колінчастого вала більше 1600 хв^{-1} .

Витрати палива, повітря та концентрації шкідливих речовин в режимі гальмування автомобіля з приєднаним двигуном розраховуються за залежностями ПХХ, з від'єднаним двигуном – за поліномами холостого ходу.

Масові викиди шкідливих речовин розраховують за концентраціями цих речовин та годинними витратами палива G_{Π} (г) і повітря $G_{\text{пов}}$ (г) за наступними залежностями:

$$\begin{aligned}
G_{\text{CO}} &= \frac{\mu_{\text{CO}} \cdot K_{\text{CO}}}{100} \cdot a \cdot (b \cdot G_{\Pi} + G_{\text{пов}}); \\
G_{\text{CH}} &= \frac{\mu_{\text{C}_m\text{H}_n} \cdot K_{\text{C}_m\text{H}_n}}{100} \cdot a \cdot (b \cdot G_{\Pi} + G_{\text{пов}}); \\
G_{\text{NO}_x} &= \frac{\mu_{\text{NO}_x} \cdot K_{\text{NO}_x}}{10^6} \cdot a \cdot (b \cdot G_{\Pi} + G_{\text{пов}}); \\
G_{\text{CO}_2} &= \frac{\mu_{\text{CO}_2} \cdot K_{\text{CO}_2}}{10^6} \cdot a \cdot (b \cdot G_{\Pi} + G_{\text{пов}}),
\end{aligned}
\tag{3.44}$$

де a і b – розраховані коефіцієнти, що залежать від складу паливо-повітряної суміші (α) та виду палива;

μ_i – молекулярна маса i -ї шкідливої речовини, кг/кмоль.

Масові сумарні викиди шкідливих речовин, зведені до CO , обчислювали з урахуванням коефіцієнтів відносної агресивності окремих компонентів, г:

$$\Delta G_{\Sigma} = G_{CO} + 3,16G_{CH} + 41,1G_{NO_x} \quad (3.45)$$

Масові викиди шкідливих речовин і витрата палива за період руху автомобіля в даному режимі або за весь цикл, г:

$$G_{i_c} = \sum \Delta G_i; \quad G_{n_c} = \sum \Delta G_n. \quad (3.46)$$

Умовний шлях пройдений автомобілем за період Δt і в даному режимі або за весь цикл, м:

$$\Delta S = V \cdot \Delta t; \quad S = \sum \Delta S. \quad (3.47)$$

Питомі викиди шкідливих речовин і витрата палива на 1 км умовного пробігу, г/км:

$$g_i = \frac{10^3 G_{i_c}}{S}; \quad g_n = \frac{10^3 G_{n_c}}{S}. \quad (3.48)$$

3.4 Висновки до третього розділу

1. На сьогодні існує три основних системи, за якими нормуються екологічні показники та показники паливної економічності автомобілів за допомогою імітації можливих режимів руху автомобіля за їздовим циклом. Їздові цикли, які використовуються: NEDC – Європейський їздовий цикл, Японський їздовий цикл – JC08, Американський їздовий цикл – FTP-75.

2. Враховуючи, що в Україні діють, відповідно до чинного законодавства екологічні Європейські стандарти для автомобільного транспорту, як порівняльний цикл для випробувань обрано модифікований Європейський їздовий цикл за правилами ЄЕК 83-05.

3. Уточнено математичну модель руху легкового автомобіля за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі за модифікованим Європейським їздовим циклом.

В математичній моделі руху легкового автомобіля уточнено поліноміальні рівняння паливно-економічних, енергетичних та екологічних показників дизеля за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

4. Математична модель руху легкового автомобіля дозволяє визначати витрату палива та екологічні показники легкового автомобіля з дизелем за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі з врахуванням його підігріву.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

4.1 Випробування системи живлення дизеля з пристроєм для додаткового підігрівання дизельного біопалива

Під час аналізу існуючих підігрівачів у розділі 2.3 було створено декілька видів підігрівачів проточного типу, а саме електричний та рідинний.

Електричний підігрівач палива під час стендових безмоторних випробувань показав великий гістерезис значень температури при зміні кількості потоку рідини через підігрівач. Тому для подальших випробувань дизельних біопалив було обрано підігрівач рідинного типу та проведено експериментальні випробування, щодо визначення впливу температури дизельного біопалива на економічні показники тракторного дизеля.

Випробування були проведені в с. Клишки, Шосткинського р-ну, Сумської обл. на тракторі ЮМЗ-6, обладнаного дизелем РМ-80. Під час досліджень вимірювались такі параметри:

- годинну витрату палива,
- температури дизельного біопалива до нагрівача і після,
- температуру дизельного біопалива до ПНВТ дизеля.

Під час випробувань використовували дизельне паливо та дизельне біопаливо (80%ДП+20%МЕЖК).

Під час визначення впливу температури на економічні показники дизеля РМ-80 трактора ЮМЗ-6 було вдосконалено пристрій для підігрівання та підтримання сталої температури дизельних біопалив, які надходять до ПНВТ двигуна. А саме обрано підігрівач, який забезпечує максимальні значення передачі температури від теплоносія системи охолодження до дизельного біопалива.

Пристрій складається з підігрівача палива рідинного типу, проточних цифрових датчиків температури DS18B20 (які було зроблено самостійно), механічного пристрою керування температурою палива, паливопроводів, блоку аналізування інформації роботи пристрою, вимірювального комплексу на базі USB-осцилографа, ПК (рис 4.1).

Значення температури палива вимірювали цифровими датчиками температури (DS18B20) проточного типу, сигнал з датчиків подавався до блоку аналізування інформації роботи пристрою, за допомогою програмного забезпечення TermoLaB значення зміни температури палива записувались до файлу в ПК (рис.4.1)



Рисунок 4.1 – Вимірювальний комплекс на базі USB-осцилографа і ПК

Під час вимірювань значень витрати палива при різних значеннях температури палива застосовували витратомір палива VDO EDM 1403, який зображено на (рис 4.2).



Рисунок 4.2 – Витратомір палива VDO EDM 1403

Витрата палива двигуном трактора ЮМЗ-6 в умовах його руху по дорогам з різним станом мікропрофілю визначалася з допомогою витратоміра палива VDO EDM 1403 (рис. 4.3).

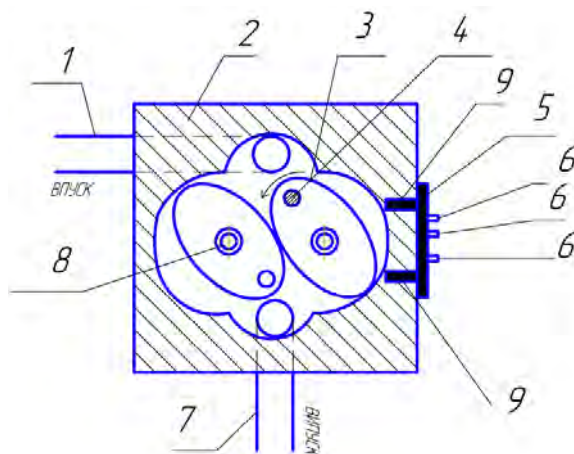


Рисунок 4.3 – Принципова схема витратоміра палива VDO EDM 1403:

- 1 - впускний канал; 2 - корпус датчика витрати палива; 3 - овальні шестерні витратоміра; 4 - постійний магніт шестерні; 5 - мікросхема;
- 6 - контакти підведення електроживлення і контакт, що подає електричний сигнал; 7 - випускний канал; 8 - осі шестерень;
- 9 - нерухомі постійні магніти мікросхеми

Принцип дії датчика витрати палива заснований на вимірюванні часу витрати заданої об'ємної дози дизельного палива, що проходить через витратомір. На рис. 4.2 показаний зовнішній вигляд датчика витрати палива VDO EDM 1403, Дані з датчика витрати палива за допомогою USB-осцилографа перетворювались з аналогового в цифровий сигнал та записувались до файлів ПК.

Адаптація значень витрати палива (додатковий підігрів) відбувалась відповідно до в'язкісно-температурних характеристик (рис.2.1).

Заміри проводили в режимах холостого ходу двигуна та під навантаженням під час виконання різних сільськогосподарських робіт в умовах літньої експлуатації. На рис. 4.4 наведено дослідний трактор, на якому здійснювались випробування вибору доцільних значень параметрів підігріву палива, та схема дообладнання паливної системи (рис.4.5).



Рисунок 4.4 – Загальний вигляд трактора ЮМЗ-6 з дизелем РМ-80



Рисунок 4.5 – Експериментальна установка з підігрівачем палива та проточними датчиками температури, створена на базі трактора ЮМЗ-6

За результатами проведених досліджень зроблено такі висновки.

1. Зроблено та перевірено працездатність пристрою для додаткового підігріву дизельних біопалив з підтриманням необхідної температури палива за роботи на різних режимах двигуна.

2. При використанні дизельних біопалив в дизелях необхідних додатковий підігрів палива. Значення температури дизельного біопалива, яке надходить до ПНВТ має знаходитися в межах 60°C. З експлуатаційної точки зору подальше збільшення температури палива приведе до зменшення циклової подачі палива та, як наслідок, до зменшення крутного моменту двигуна.

4.2 Мета і завдання експериментальних досліджень автомобіля з дизелем, що працює на дизельному біопаливі

Метою експериментальних досліджень є визначення енергетичних, паливно-економічних та енергетичних показників дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі, а також отримання даних для перевірки

адекватності математичної моделі руху автомобіля за роботи дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі під час руху за їздовим циклом.

Для досягнення мети експериментальних досліджень вирішувались наступні задачі:

1. Визначення енергетичних та екологічних показників автомобіля Volkswagen Passat B4, його паливної економічності при роботі в різних навантажувальних режимах та режимі активного холостого ходу при роботі двигуна за дизельним циклом.

2. Отримання вихідних даних для розрахунку на математичній моделі руху автомобіля за роботи дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі за режимами міського їздового циклу.

3. Проведення стендових випробувань легкового автомобіля з дизелем за режимами європейського їздового циклу згідно правил R83 за роботи дизеля на ДП та дизельному біопаливі.

4.3 Програма та об'єкти експериментальних досліджень автомобіля з дизелем, що працює на дизельному біопаливі

Програма досліджень передбачає наступну послідовність:

- визначення в'язкісно-температурних характеристик дизельного палива та сумішевого дизельного біопалива;
- визначення оптимального складу сумішевого дизельного біопалива.
- визначення оптимальної температури сумішевого дизельного біопалива, враховуючи його склад, та максимальні температурні значення роботи ПНВТ дизеля за в'язкісно-температурними характеристиками;
- планування двофакторного експерименту для двигуна VAG 1.9 TDI 1Z з незалежними параметрами M_k, n_d , побудова матриці експерименту;
- визначення показників двигуна автомобіля (енергетичних, екологічних), шляхом проведення двофакторного експерименту за матрицею;

- обробка результатів двофакторного експерименту роботи двигуна VAG 1.9 TDI 1Z автомобіля на дизельному та сумішевому дизельному біопаливі.

- визначення експериментальним шляхом оптимальної температури палива у паливному насосі високого тиску при роботі двигуна на дизельному паливі та сумішевому дизельному біопаливах;

- отримання поліноміальних залежностей, які оцінюють роботу двигуна VAG 1.9 TDI 1Z, в результаті опрацювання даних двофакторного експерименту;

- проведення стендових досліджень автомобіля Volkswagen Passat B4 під час його руху за Модифікованим Європейським їздовим циклом, визначення екологічних показників і показників паливної економічності за роботи на дизельному паливі і сумішевому дизельному біопаливах;

- перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля за Модифікованим Європейським їздовим циклом.

Об'єктом стендових випробувань був серійний легковий автомобіль Volkswagen Passat B4 1994 року (рис.4.6) обладнаний чотирициліндровим чотиритактним дизелем VAG 1.9 TDI 1Z з безпосереднім впорскуванням пального в камеру згорання, рідинною системою охолодження, системою рециркуляції відпрацьованих газів, штатним наддувом повітря у впускний колектор та його охолодженням в теплообміннику, оскільки дизеля 1.9 TDI концерну Volkswagen, котрими обладнані сучасні автомобілі групи VAG є найбільш надійними та розповсюдженими імпортованими двигунами. Їх кількість налічує декілька десятків мільйонів одиниць. Цей двигун завдяки надійності та економічності посів перше місце серед дизелів, котрі експлуатують на території України. На момент випробувань пробіг автомобіля становив 450 тис км.



Рисунок 4.6 – Об’єкт експериментальних випробувань

У таблиці 4.1 наведена технічна характеристика автомобіля Volkswagen Passat B4 [128].

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики автомобіля Volkswagen Passat B4

Параметри	Значення
1	2
Габарити та розміри	
Довжина, мм	4595
Ширина, мм	1720
Висота	1445
Кліренс, мм	120
Колеса, (шини)	195*70R15
Кількість місць	5
Вантажність, кг	555
Повна маса, кг	1730
Споряджена маса, кг	1265
Максимальна швидкість, км/год	178

Продовження таблиці 4.1

1	2
Колія, мм	
Передня	1479
Задня	1422
Двигун	
Модель	1.9 Tdi 1Z
Опис	рядний, 4-циліндровий, 4-тактний дизель з рідинним охолодженням, з турбонаддувом і охолоджувачем наддувочного повітря, з безпосереднім впорскуванням палива
Робочий об'єм, л	1,896
Діаметр і хід поршня, мм	79,5 і 95,5
Ступінь стиснення	19,5
Потужність, к.с. (кВт) / хв ⁻¹	90 (66) 4000
Максимальний крутний момент, кгс*м (Н*м) / хв ⁻¹	21 (202) / 1900
Паливо	дизельне
Коробка передач	механічна п'ятиступінчата синхронізована
Передаточні числа	
I передача	3,778
II передача	2,118
III передача	1,36
IV передача	0,971
V передача	0,756
Задній хід	3,601
Передня підвіска	незалежна
Задня підвіска	напівзалежна
Головна передача	конічна
передаточне число	3,158
Гальмівна система	двоконтурна, з гідравлічним приводом
Передні гальма	Дискові
Задні гальма	Барабанні
Рульове керування	рульова рейка з гідравлічним підсиленням
Об'єм паливного бака, л	70

Закінчення таблиці 4.1

Експлуатаційні показники	
Час розгону до 100 км/год, с	14,1
Витрата палива при л/100 км (змішаний цикл)	5,4
Екологічний тип двигуна	Євро 2



Рисунок 4.7 – Чотирициліндровий чотиритактний дизель VAG 1.9 TDI 1Z, встановлений на автомобілі Volkswagen Passat B4

Дизель встановлений на автомобілі Volkswagen Passat B4 представлено на рис. 4.7. Загальний вигляд об'єкту випробувань наведено на рис. 4.8 та 4.9.



Рисунок 4.8 – Загальний вигляд об'єкту випробувань на роликовому стенді AVL типу RPL1220/12C23M17/APM150



Рисунок 4.9 – Загальний вигляд об'єкту випробувань на роликовому стенді AVL типу RPL1220/12C23M17/APM150

Для визначення інерційних мас автомобіля до встановлення на роликовий стенд відбулась процедура зважування. Результати представлені на рис.4.10.



Рисунок 4.10 – Результати зважування автомобіля передньої та задньої осей автомобіля

4.4 Методика проведення експериментальних досліджень на стенді тягових властивостей

Визначення зовнішньої швидкісної характеристики автомобіля є одним із основних завдань перевірки технічного стану двигуна автомобіля та його систем.

Склад дизельного палива та сумішевого дизельного біопалива, а також температурні умови під час проведення досліджень визначили попередньо у розділах 2.1-2.3.

Стендові випробування було проведено на автомобілі Volkswagen Passat B4, обладнаним рядним 4-циліндровим, 4-итактним дизелем з рідинним охолодженням, з турбонаддувом і охолоджувачем наддувочного повітря, (технічна характеристика наведена у таблиці 4.1) в лабораторії дослідження використання палив та екології ДП «ДержавтотрансНДІпроект» відповідно до Правил ЄЕК 83-05 [113].

Перед проведенням стендових випробувань автомобіля Volkswagen Passat B4 перевірено відповідність технічного стану, відрегульовано системи двигуна та автомобіля до нормативних значень, які регламентовано ДСТУ 3649:2010 [129], а також технічними рекомендаціями заводу-виробника [128]. Тиск в шинах автомобіля доведено до норми.

Під час випробування автомобіля на стенді з біговими барабанами визначали швидкість руху автомобіля, пройдений шлях, час проходження шляху і витрату палива за цикл, витрату повітря, масові викиди шкідливих речовин.

4.5 Прилади і обладнання

Стендові випробування автомобіля Volkswagen Passat B4 за Модифікованим Європейським їздовим циклом проводили в лабораторії ДП «ДержавтотрансНДІпроект» на роликовому стенді AVL типу

RPL1220/12C23M17/APM150. Вказаний динамометричний стенд призначений для випробування як передньопривідних так і задньопривідних автомобілів зі спорядженою масою від 454 кг до 5400 кг та навантаженням на вісь не більше 4500 кг (рис. 4.11).

Концентрації шкідливих речовин у ВГ визначали за методикою відбору проб постійного об'єму «Constant Volume Sampling (CVS) method» за допомогою системи відбору проб моделі “EMMS-CVS-010” (рис. 4.12). Відпрацьовані гази відбираються вже з розбавленого потоку ($550 \text{ м}^3/\text{год}$) до пробовідбірних мішків зі швидкістю 5 л/год упродовж всього циклу (1180 с). Паралельно з розбавленими ВГ в окремі мішки відбирається фонове повітря, для коректного визначення концентрацій шкідливих речовин. Після відбору зразків проводили аналіз газоаналітичним комплексом MEXA-7400DEGR виробництва фірми Horiba Ltd (Японія), до складу якого входять газоаналізатори AIA-721 CO (зав. № 6423004), AIA-722 CO/CO₂ (зав. № 06420007), MPA-720 O₂ (зав. № 29416005), та блок OVN-728A (зав. № 430148001), в якому розміщені газоаналізатори FIA-725 A.N.THC, CLA-755 A, H.NO/NO_x та FIA-712HA. H.THC/CH₄ (рис. 4.13).

Для вимірювання витрати повітря використовували масовий витратомір повітря GF-90-A1A00ADAA00060DA5A4, зав. № 237506, з діапазоном вимірювань $8...1200 \text{ м}^3/\text{год}$ (рис. 4.14).

Витрата дизельного палива та дизельного біопалива здійснювалась масовим витратоміром FCI FlexCOR (рис. 4.15) коріолісного типу, виробництва США.

Стендові експериментальні випробування проводили на моделюючому роликовому стенді AVL-Zollner типу RPL1220/12C23M17/APM150 (заводський № R1305), який забезпечував потрібне тягове зусилля на колесах та швидкість автомобіля при випробовуванні, що передбачені програмою їздового циклу. Основні технічні характеристики стенду наведено у табл. 4.2. Метрологічні характеристики приладів наведені в таблиці 4.3.



Рисунок 4.11 – Моделюючий роликовий стенд AVL типу RPL1220/12C23M17/APM150



Рисунок 4.12 – Дослідна повнопотокова система відбору проб на основі універсальної системи відбору проб постійного об'єму (CVS) моделі EMMS-CVS-010



Рисунок 4.13 – Газоаналітична система MEXA-7400DEGR вимірювання концентрації нормованих забруднюючих речовин у газах

Таблиця 4.5 – Технічні характеристики моделюючого роликового стенду AVL-Zollner

Параметри	Значення
Максимальна швидкість, км/год	200
Максимальне тягове зусилля, Н	10096
Маса обертових частин, кг	1184
Мінімальна налаштована маса обертових частин, кг	454
Максимальна налаштована маса обертових частин, кг	5400
Діаметр барабану, мм	1219,2
Похибка при вимірюванні потужності, %	< 0,10
Похибка при вимірюванні швидкості, %	< 0,01
Похибка при вимірюванні прискорення, %	< 1
Похибка при вимірюванні механічних втрат, Н	< 5
Похибка при визначенні часу, мс	10
Похибка при встановленні постійної швидкості, %	< 0,05
Похибка при встановленні усталеного тягового зусилля, %	< 0,2
Похибка при встановленні імітації навантаження, %	< 2
Похибка при встановленні імітації моменту інерції, %	< 1



Рисунок 4.14 – Масовий витратомір повітря GF-90-A1A00ADAA00060DA5A4



Рисунок 4.15 – Масовий витратомір палива коріолісового типу FlexCOR

Таблиця 4.3 – Метрологічні характеристики приладів і обладнання, що застосовувалося при проведенні стендових випробувань

№ п/п	Величина, яка вимірювали	Розмірність	Засоби вимірювання	Діапазон вимірювання	Похибка вимірювання
1.	Швидкість автомобіля	км/год	Стенд моделюючий роликотий AVL тип RPL 1220 / 12 C 23 M 17 / APM 150 Зав. № R-1305 Інв. № 5184	(0...2) км/год	зведена похибка $\pm 0,1$ % від повної шкали
				(2...200) км/год	зведена похибка $\pm 0,01$ % від повної шкали
2.	Вимірювання об'ємної витрати для визначення масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах	м ³ /год	Універсальна система відбору проб постійного об'єму (CVS) моделі EMMS-CVS-010 Зав. № 001. Інв. № 5345	(0,9...2200) м ³ /год	± 2 % від вимір-го значення
3.	Витрата палива	кг/год	Гравіметричний витратомір палива AVL мод. 733S.18, Зав. № 0587, Інв. № 3386	(0...150) кг/год	$\pm 0,4$ % (від вимірюного значення маси палива в діапазоні 50...1800 г)
4.	Витрата повітря	кг/год	Масовий витратомір повітря GF-90-A1A00ADAA00060D A5A4 Зав. № 237506. Інв. № 4153	(8...64) м ³ /год	$\pm 1,5$ % (від вимірюного значення)
				(64...1200) м ³ /год	$\pm 1,0$ % (від вимірюного значення)
5.	Вміст CO у пробі газу	%	Газоаналітична система MEXA-7400DEGR, Зав. № 4301482001, Інв. № 4440	(0...0,2) % (0,2...0,5) %	$\pm 0,01$ % (абс.) ± 2 % (від вим. значення)
	Вміст CO у пробі газу	%		(0...0,6) % (0,6...12) %	$\pm 0,03$ % (абс.) ± 2 % (від вим.зн.)

Закінчення таблиці 4.3

	Вміст CO ₂ у пробі газу	%		(0...10) % (10...20) %	± 0,5 % (абс.) ± 2 % (від вим. зн.)
	Вміст C _m H _n у пробі газу	%		(0...0,02) % (0,02...0,5) %	± 0,001 % (абс.) ± 2 % (від вим. зн.)
	Вміст CH ₄ у пробі газу	%		(0...0,02) % (0,02...0,25) %	± 0,001 % (абс.) ± 2 % (від в. зн.)
	Вміст NO _x у пробі газу	%		(0...0,04) % (0,04...0,5) %	± 0,002 % (абс.) ± 2,2 % (від в. зн.)
	Вміст O ₂ у пробі газу	%		(0...2) % (2...25) %	± 0,1 % (абс.) ± 2,3 % (від вим. зн.)
6.	Частота обертання колінчастого вала двигуна	хв ⁻¹	Газоаналітичний вимірювальний комплекс BOSCH (з системою аналізу відпрацьованих газів ESA 3. 250) Зав. № 760336499 Інв. № 3701	(100...12000) хв ⁻¹	± 10 % хв ⁻¹

4.6 Результати експериментальних досліджень

Під час експерименту визначались навантажувальні характеристики та характеристика холостого ходу двигуна автомобіля при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі. Навантажувальні характеристики визначались при частотах обертання 1600, 1800, 2000, 2200 та 2400 хв⁻¹. При цьому визначались: зусилля на колесі, частота обертання колінчастого вала двигуна, швидкість автомобіля, витрати дизельного палива, повітря, температура повітря, температура палива, токсичність відпрацьованих газів. Токсичність відпрацьованих газів визначалась згідно з робочою методикою досліджень, димність визначалась згідно з ДСТУ 4276:2004 [130].

Залежності паливної економічності (годинна витрата дизельного та сумішевого палив) та концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах (CO , C_mH_n , NO_x) визначались при усталених частотах обертання двигуна (усталених умовних швидкостях руху автомобіля) від зусилля на ведучих колесах автомобіля.

Вимірювання проводились в такій послідовності: без включення навантаження від стенда встановлювалась частота обертання колінчастого вала двигуна, при якій визначались названі вище залежності. Потім поступовим збільшенням навантаження стенда і відповідним натисканням педалі управління подачею палива підтримувалась стала частота обертання і визначались залежності показників роботи двигуна від потужності на ведучих колесах автомобіля.

На рис. 4.16 – 4.17 показано навантажувальні характеристики паливно-економічних та екологічних показників автомобіля з дизелем, що працює на ДП та дизельному біопаливі, за частоти обертання $\omega = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

На характеристиках показані отримані такі показники: годинні витрати ДП або дизельного біопалива, повітря ($G_{\text{пал}}$, $G_{\text{пов}}$), концентрації у ВГ оксиду вуглецю CO , двоокису вуглецю CO_2 , вуглеводнів C_mH_n , оксидів азоту NO_x та димності відпрацьованих газів.

На рис. 4.16 наведені паливно-економічні показники автомобіля з дизелем, що працює на ДП та дизельному біопаливі. Як видно з рис. 4.16 за роботи дизеля на дизельному біопаливі спостерігається збільшення витрати палива. Це пов'язано з меншою теплотою згорання дизельного біопалива в порівнянні з ДП. Витрата повітря та коефіцієнт надміру повітря практично однакові, як на ДП, так і на дизельному біопаливі.

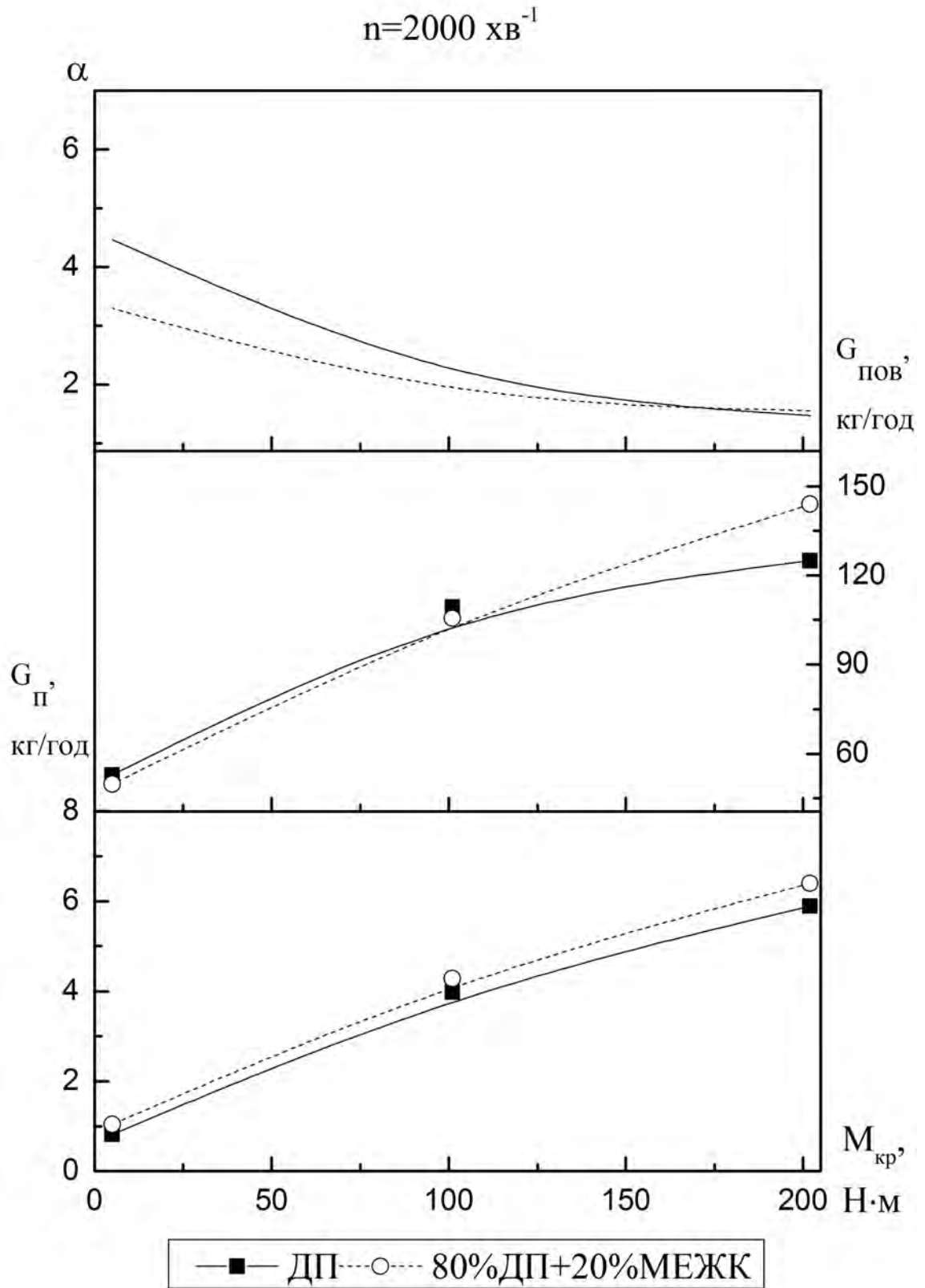


Рисунок 4.16 – Паливно-економічні показники автомобіля з дизелем, що працює на ДП та дизельному біопаливі

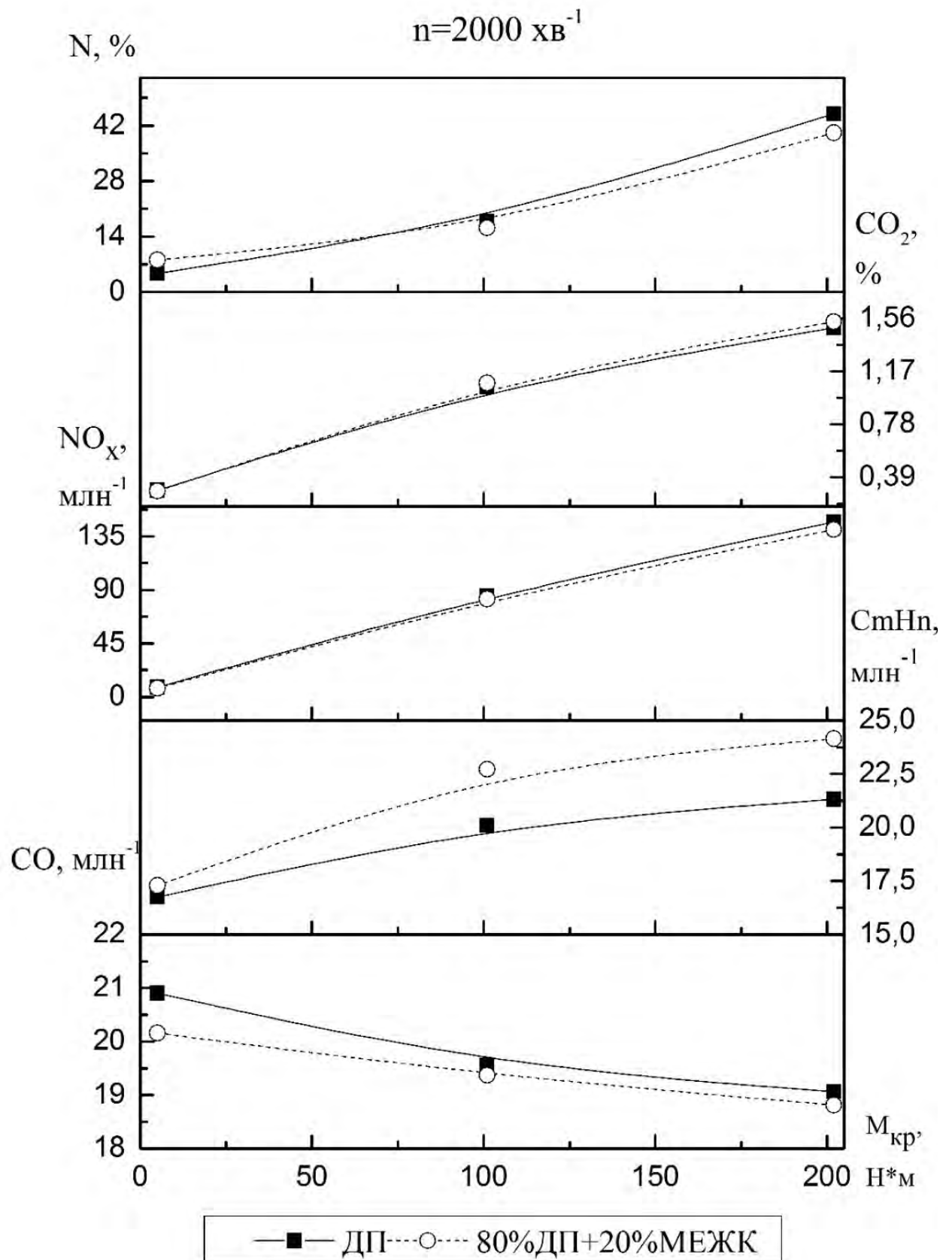


Рисунок 4.17 – Екологічні показники автомобіля з дизелем, що працює на ДП та дизельному біопаливі

Як видно з рис. 4.17, концентрації оксиду вуглецю CO на роботі на дизельному біопаливі менші у всьому діапазоні навантаження в порівнянні з ДП. Також спостерігається незначне зменшення концентрацій оксидів азоту NO_x до 5%. Димність ВГ за роботи дизеля на дизельному біопаливі менша, ніж за роботи на ДП, при навантаженні більше 50%. Однак до 50% навантаження спостерігається збільшення димності ВГ за роботи на дизельному біопаливі. Також слід зазначити збільшення концентрацій вуглеводнів C_mH_n та двоокису вуглецю CO₂ за роботи дизеля на дизельному біопаливі. Збільшення концентрації вуглеводнів C_mH_n можна пояснити збільшенням витрати палива. Також незначне зменшення оксидів азоту NO_x може бути спричинене зниженням температури в камері згорання в результаті збільшення витрати дизельного біопалива.

Крім навантажувальних характеристик були здійснені заміри в режимі ХХ дизеля. На рис. 4.18 наведена характеристика холостого ходу автомобіля VW Passat B4.

Як видно з рис. 4.18, концентрації ШР, димність ВГ та годинні витрати палива та повітря збільшуються зі збільшенням частоти обертання КВ, як на ДП, так і на дизельному біопаливі. За роботи дизеля на дизельному біопаливі спостерігається збільшення години витрати палива та повітря. За частоти обертання КВ $n_0=2400 \text{ хв}^{-1}$ різниця між витратою на ДП та дизельному біопаливі найбільша. Година витрата палива за роботи дизеля на дизельному біопаливі підвищується від 5% до 30% за частоти обертання КВ від $n_0=1400 \text{ хв}^{-1}$ до $n_0=2400 \text{ хв}^{-1}$. Всі інші показники за роботи дизеля, як на ДП, так і на дизельному біопаливі практично однакові.

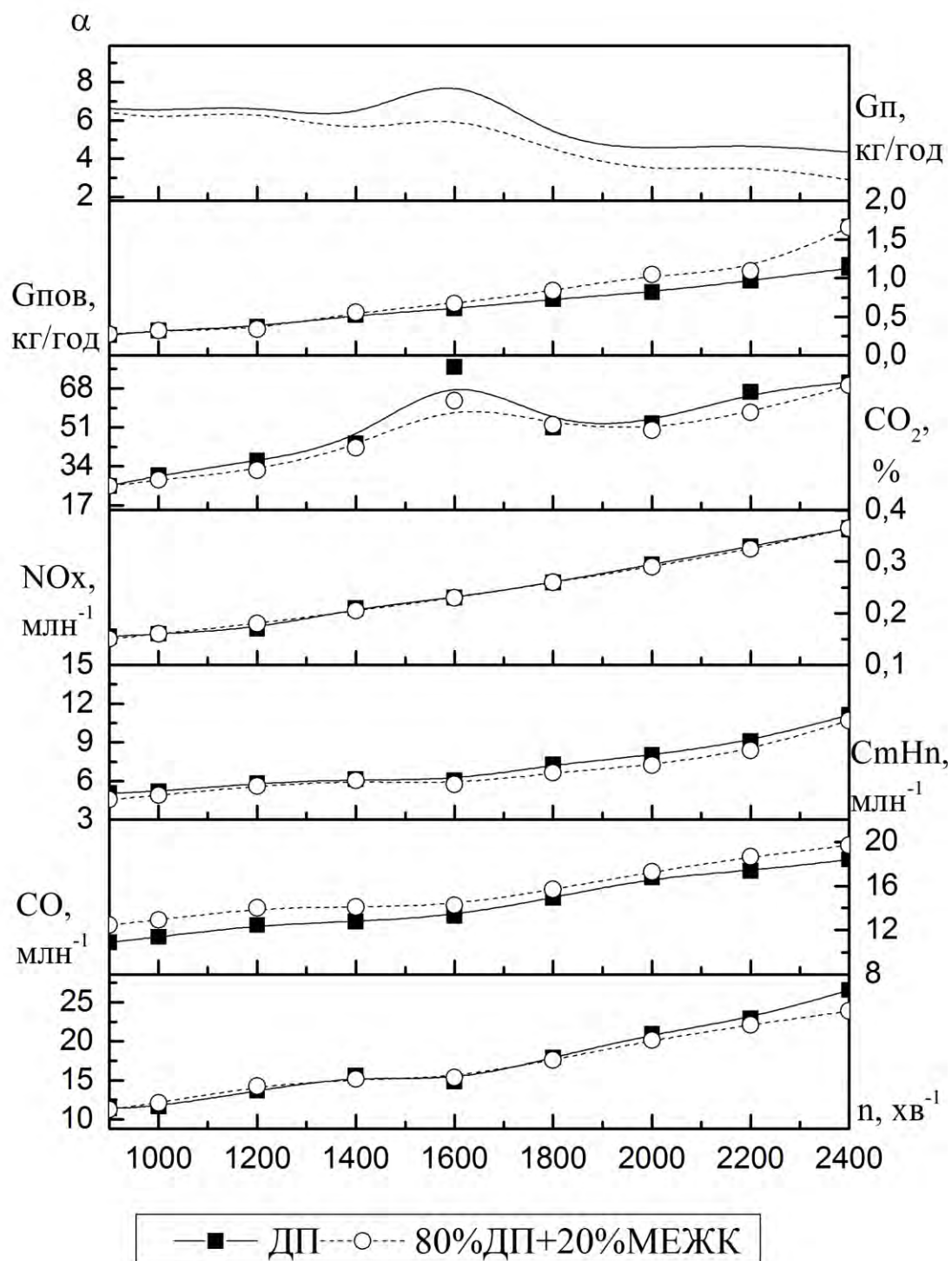


Рисунок 4.18 – Характеристика холостого хода автомобиля VW Passat

B4

Отже, в результаті аналізу отриманих характеристик за роботи дизеля на дизельному біопаливі можна стверджувати про можливість поліпшення сумарної токсичності, переважно за рахунок зменшення димності ВГ, в порівнянні з роботою на ДП. Однак, робота дизеля на дизельному біопаливі супроводжується збільшенням витрати палива в усьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів роботи дизеля.

4.7 Виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей

Стендові випробування включали в себе виконання їздового циклу. В результаті проведеного дослідження отримані дані для порівняння з розрахунками на математичній моделі. Виконання їздового циклу на дизельному паливі та дизельному біопаливі наведено на рис. 4.19.

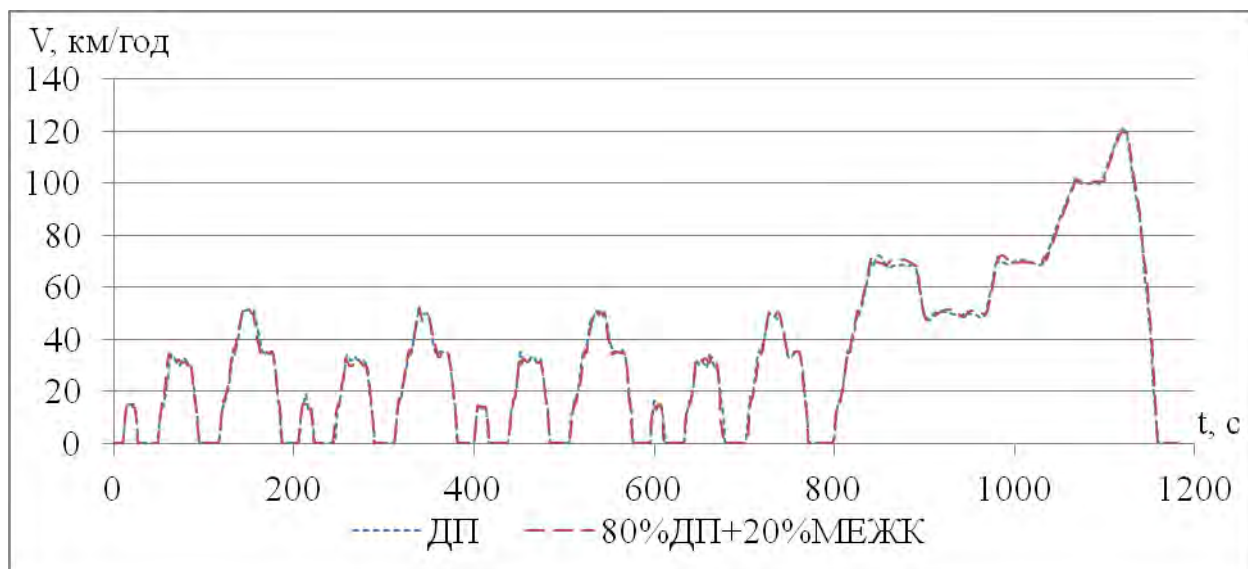


Рисунок 4.19 – Залежність швидкості автомобіля до часу виконання їздового циклу

З рис. 4.19 видно, що виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей, як на ДП, так і дизельному біопаливі практично однакове з незначним відхиленням одне від одного. Також можна стверджувати, що робота на дизельному біопаливі, яке складає 80% ДП та 20% МЕЖК,

стабільна протягом всього їздового циклу, що підтверджує можливість використання такого палива дизелями.

На рис. 4.20 – 4.23 наведена зміна концентрацій двоокису вуглецю CO_2 , оксиду вуглецю CO , вуглеводнів C_mH_n та оксидів азоту NO_x під час виконання їздового циклу.

З рис. 4.20 – 4.23 спостерігається практично однаковий характер зміни концентрацій двоокису вуглецю CO_2 , оксиду вуглецю CO та оксидів азоту NO_x , як на ДП, так і дизельному біопаливі, з незначною різницею за значенням. Однак, зміна концентрацій вуглеводнів C_mH_n на роботі на дизельному біопаливі менша протягом виконання всього їздового циклу, ніж на роботі на ДП.

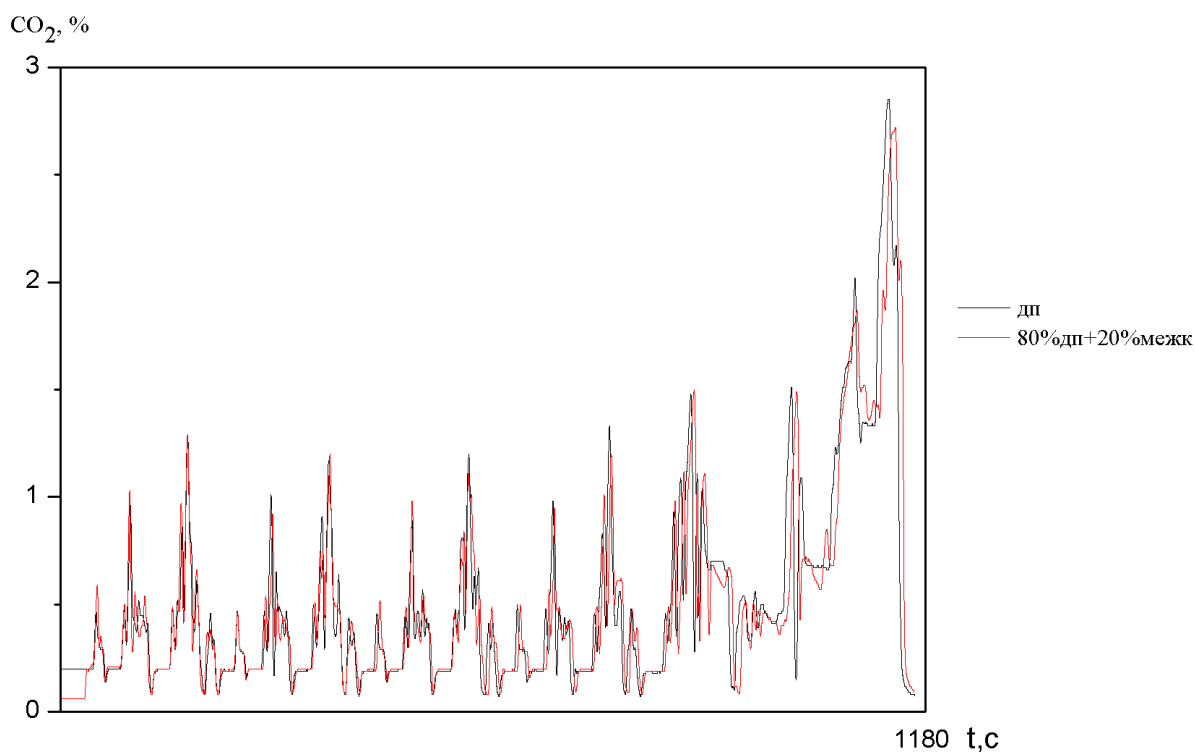


Рисунок 4.20 – Залежність концентрації двоокису вуглецю CO_2 від часу виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей

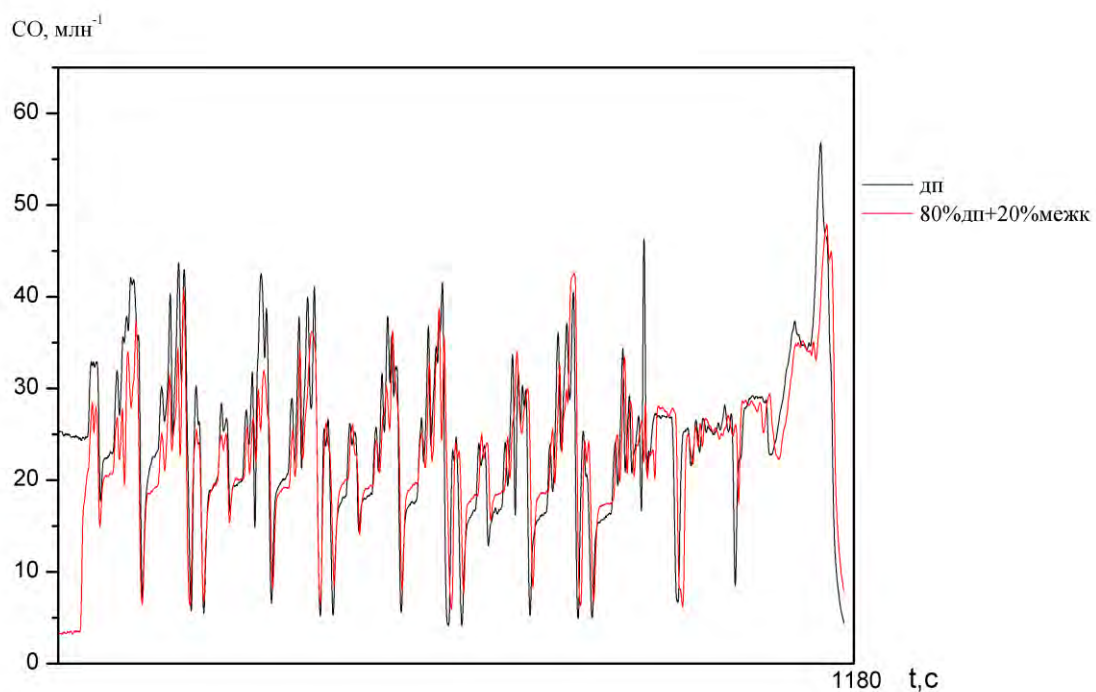


Рисунок 4.21 – Залежність концентрації оксиду вуглецю CO від часу виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей

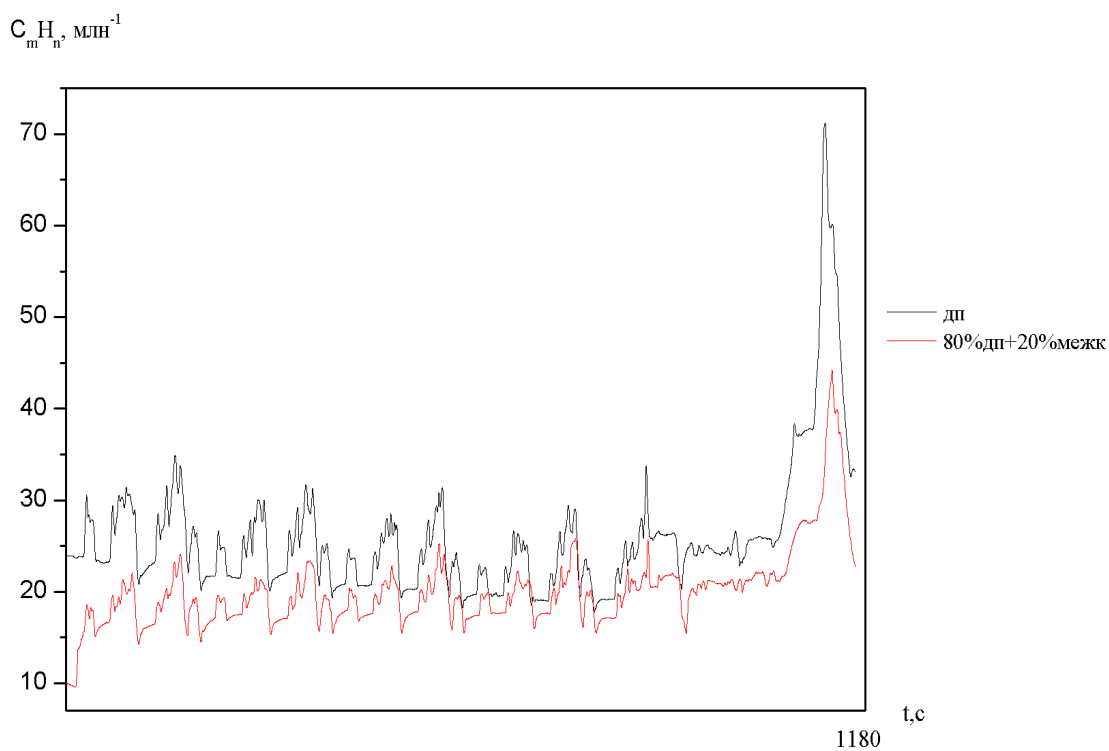


Рисунок 4.22 – Залежність концентрації вуглеводнів C_mH_n від часу виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей

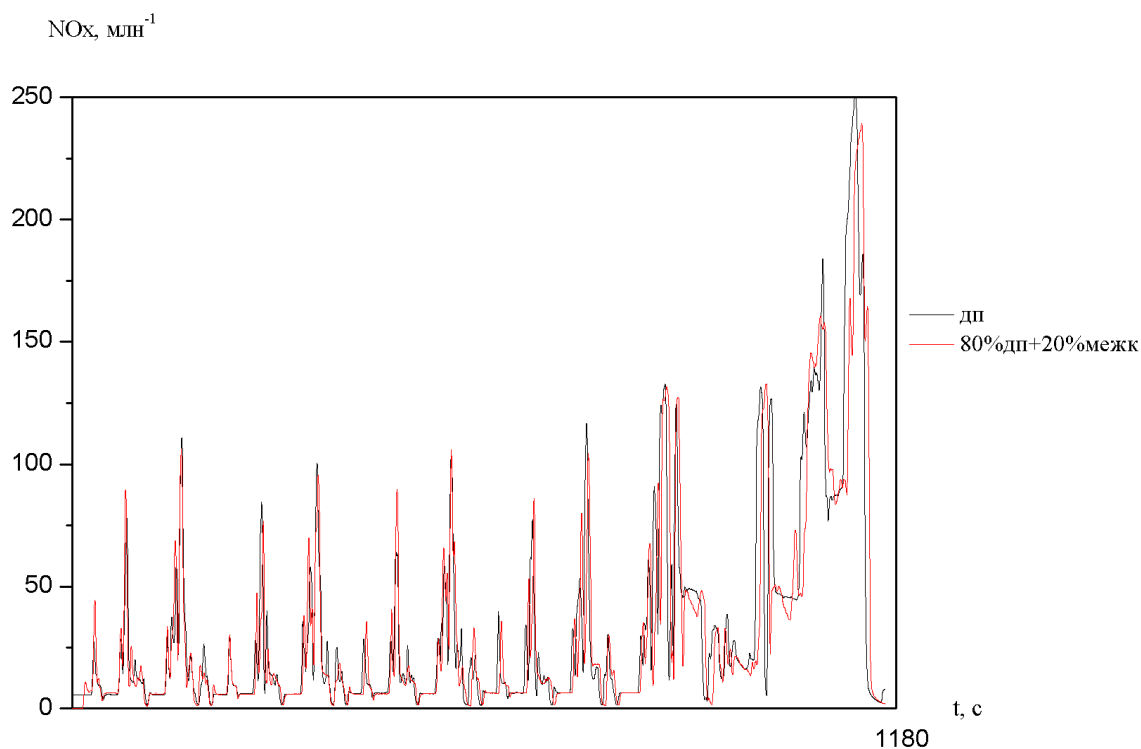


Рисунок 4.23 – Залежність концентрації оксидів азоту NO_x від часу виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей

В таблиці 4.4 та 4.5 наведено результати випробування за режимами європейського їздового циклу згідно з R83.

Таблиця 4.4 – Викиди шкідливих речовин за циклами

Паливо	Цикли	m_{CO} , МГ/ВИП	m_{CmHn} , МГ/ВИП	m_{CO_2} , МГ/ВИП	m_{NO_x} , МГ/ВИП	M_{PM} , МГ/ВИП.
Дизельне	1,2 Міський	1988,898	342,582	310,1899	1532,606	
	3,4 Міський	1211,326	242,789	304,8402	1583,294	
	Заміський	1503,112	273,584	806,19	5921,756	
	Сумарні викиди	4703,336	858,955	1421,22	9037,656	898,528
Дизельне біопаливо	1,2 Міський	1239,737	311,024	299,497	1641,839	
	3,4 Міський	1179,764	269,823	294,1531129	1689,864	
	Заміський	1497,812	291,926	806,1925505	6042,831	
	Сумарні викиди	3917,313	872,773	1399,842	9374,534	526,137

Таблиця 4.5 – Витрата палива за циклами

Паливо	Цикли	G_p , л/100км
Дизельне	1,2 Міський	5,73
	3,4 Міський	5,64
	Міський	5,68
	Заміський	4,47
	Змішаний	4,92
Дизельне біопаливо	1,2 Міський	5,76
	3,4 Міський	5,68
	Міський	5,72
	Заміський	4,57
	Змішаний	5,00

Як видно з отриманих результатів виконання європейського їздового циклу згідно з R83, масові викиди ШР з ВГ за роботи дизеля на дизельному паливі та дизельному біопаливі змінюються в наступній послідовності. Так викиди оксиду вуглецю CO при переведенні дизеля на дизельне біопаливо зменшуються – на 20%, викиди вуглеводнів C_mH_n збільшуються – на 1,58%, викиди оксидів азоту NOx збільшуються – на 3,59%, викиди твердих частинок зменшуються – на 70,78%. Загальна витрата палива збільшується – на 1,6%. Масові викиди приведенні до викидів оксиду вуглецю зменшуються на 12,34%.

4.8 Висновки до четвертого розділу

1. Перевірено роботоздатність вдосконаленої системи живлення з підігрівачем палива і встановлено найбільш доцільне значення температури підігріву для різних режимів роботи дизеля.

2. Визначено мету, завдання, програму та методику експериментальних досліджень дизеля VAG 1.9 TDI 1Z у складі автомобіля Volkswagen Passat B4, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі.

3. Визначено навантажувальні характеристики дизеля за результатами яких можна отримати описання двигуна як джерела енергії, ШВ та споживача палива та повітря.

4. Визначено концентрації ШР в широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів двигуна за роботи на дизельному і сумішевому дизельному біопаливах.

5. В цілому проведені дослідження показали, що двигун стабільно працює на дизельному біопаливі. При цьому за роботи дизеля на дизельному біопаливі спостерігається зменшення димності ВГ на 70%. Сумарні масові викиди приведені до викидів оксиду вуглецю за роботи дизеля на дизельному біопаливі зменшуються на 12%.

7. Здійснено імітацію виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей. Отримано дані для порівняння з розрахунком на математичній моделі. При цьому спостерігається зменшення масових викидів ШР на 12,34%, а також викидів СО на 20% та твердих часток на 71%, з ВГ при переведенні дизеля на дизельне біопаливо.

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЯ ЗА РОБОТИ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

5.1 План двофакторного експерименту

Відомо, що від зміни вхідних параметрів роботи двигуна, таких як крутний момент або розрідження у впускному трубопроводі, частота обертання колінчастого вала двигуна залежать значення основних показників роботи дизеля, а саме – годинної витрати палива та повітря, концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах. З метою зменшення затрат часу та енергетичних ресурсів, в подальшому було прийнято рішення весь швидкісний і навантажувальний діапазон роботи двигуна охопити за допомогою двофакторного рівномірно розподіленого експерименту [131]. Для порівняння вихідних параметрів двигуна було проведено два двофакторних експеримента на дизельному паливі та на дизельному біопаливі. Незалежними вихідними параметрами були частота колінчастого вала та значення крутного моменту. Двофакторні експерименти мали по тринадцять точок і п'ять рівнів.

Метою проведення двофакторного експерименту є визначення коефіцієнтів поліноміальних залежностей годинної витрати палива та повітря, концентрацій шкідливих речовин від незалежних параметрів (частоти обертання колінчастого вала і крутного моменту двигуна).

Відповідно до [131] таку залежність описує повний багаточлен II порядку від двох змінних, який має вигляд:

$$f(x_1, x_2) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (5.1)$$

де, $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$ – коефіцієнти апроксимації,

x_1, x_2 – фактори (x_1 – значення частоти обертання двигуна, x_2 – значення крутного моменту). Основна задача полягає у визначенні коефіцієнтів апроксимації.

Для побудови матриці експерименту визначили мінімальні, максимальні, середні значення факторів, кількість рівнів, а також крок між значеннями. Мінімальні та максимальні значення для:

- частоти обертання колінчастого вала двигуна (n_d) – 1600 та 2400 хв⁻¹;
- крутного моменту (M_k) – 0 і 202 Нм.

Крок вимірювання параметрів за Рафалес-Ламарка [131] визначали за формулою:

$$\Delta z_i = \frac{z_{i\max} - z_{i\min}}{2}, \quad (5.2)$$

де, $z_{i\max}$ і $z_{i\min}$ максимальне і мінімальне значення для і-го параметра.

Виходячи з даних для експерименту отримаємо:

$$\Delta n_d = \frac{2400 - 1600}{4} = 200 \text{ хв}^{-1}; \Delta M_k = \frac{202 - 0}{4} = 50,5 \text{ Нм} \dots\dots\dots (5.3)$$

Для більшої зручності відобразили план експерименту графічно (рис.5.1), де на кожній осі відклали значення факторів, відповідно матриці експерименту (табл. 5.1).

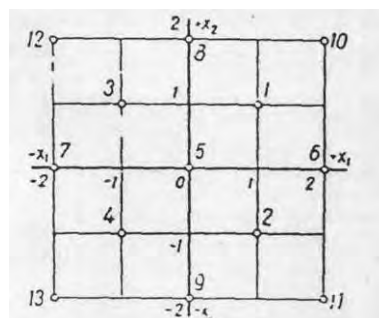


Рисунок 5.1 – План 2-х факторного експерименту на 13 точок рівномірного розподілу для функції виду $y=f(n_d, M_k)$

Під час проведення експерименту підтримували стабільне значення температури палива для кожної точки, задавали значення крутного моменту і частоти обертання колінчастого вала двигуна та вимірювали наступні параметри.

1. Час витрати доз палива та повітря.
2. Розрідження у впускному трубопроводі.
3. Температуру оливи і охолоджуючої рідини.
4. Положення електронної педалі.
5. Концентрації CO , C_mH_m , CO_2 , NO_x , твердих часток у відпрацьованих газах.

Таблиця 5.1 – Матриця експерименту з нормованими та натуральними показниками

№ точки	Нормовані величини		Натуральні величини	
	X_1	X_2	$n_d, \text{хв}^{-1}$	$M_k, \text{Нм}$
1	1	1	2200	151,5
2	1	-1	2200	50,5
3	-1	1	1800	151,5
4	-1	-1	1800	50,5
5	0	0	2000	101
6	2	0	2400	101
7	-2	0	1600	101
8	0	2	2000	202
9	0	-2	2000	0
10	2	2	2400	202
11	2	-2	2400	0
12	-2	2	1600	202
13	-2	-2	1600	0

Розраховували ефективну потужність, годинну і питому витрати палива.

З попередніх досліджень [97, 117] відомо, що залежність має нелінійний характер зміни, тому визначали коефіцієнти апроксимації згідно квадратичного опису.

Коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$ для квадратичного опису залежності визначаються за формулою:

$$a_i = \frac{\sum y_{on} a_j}{c_j}, \quad (5.3)$$

де, y_{on} – значення досліджуваного параметра;

a_j – значення з вектору стовпця для відповідної точки згідно порядку експерименту (табл. 5.2);

c_j – відповідне значення знаменника зі статистичної (табл. 5.2).

Для коефіцієнтів a_{12}, a_{13} , враховуються лише результати перших восьми дослідів, а для коефіцієнтів $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}$, – результати тринадцяти дослідів.

Таблиця 5.2 – Вектор-стовбці для визначення коефіцієнтів $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$

c_j	11	28	28	1232	1232	68
a_j	a_0	a_1	a_2	a_{11}	a_{22}	a_{12}
1	2	1	1	-30	-30	1
2	2	1	-1	-30	-30	-1
3	2	-1	1	-30	-30	-1
4	2	-1	-1	-30	-30	1
5	3	0	0	-56	-56	0
6	1	2	0	73	-81	0
7	1	-2	0	73	-81	0
8	1	0	2	-81	73	0
9	1	0	-2	-81	73	0
10	-1	2	2	48	48	4
11	-1	2	-2	48	48	-4
12	-1	-2	2	48	48	-4
13	-1	-2	-2	48	48	4

Наступним кроком виразили нормовані значення X_1 , X_2 , через натуральні n_d , M_k , для чого скористалися загальною формулою для визначення нормованих показників для максимальної точки:

$$X_1 = \frac{n_{d \max} - n_{d0}}{\Delta n_d} = \frac{2400 - 2000}{200} = 2 \dots\dots\dots(5.4)$$

$$X_2 = \frac{M_{k \max} - M_{k0}}{\Delta M_k} = \frac{202 - 101}{50,5} = 2 \dots\dots\dots(5.5)$$

звідки:

$$X_1 = \left(\frac{n - 1800}{1800} \right), X_2 = \left(\frac{M_k - 50,5}{50,5} \right) \dots\dots\dots(5.6)$$

Далі для розрахунку значень багаточлену II порядку замість X_1 , X_2 , підставили значення у дужках і перевірили кожную точку експерименту, після чого визначили похибку апроксимації.

Похибку апроксимації визначили за формулою:

$$\sigma_{f(x_1, x_2, x_3)} = \sqrt{\frac{\sum (y_{p(i)} - y_{on(i)})^2}{N - 10}} \dots\dots\dots(5.7)$$

де, y_{on} – експериментальне значення параметру;

y_p – значення параметру отримане під час розрахунку багаточлену II порядку для відповідної точки експерименту;

N – кількість точок експерименту.

Після підстановки коефіцієнтів апроксимації та значень незалежних параметрів до рівняння отримали поліноміальні залежності роботи двигуна у діапазоні, заданому межами експерименту.

За допомогою отриманих залежностей визначали вплив частоти обертання і крутного моменту на зміну залежних параметрів (годинної і питомої витрат палива, витрати повітря, ефективної потужності та концентрацій CO , $C_m H_m$, CO_2 , NO_x , твердих часток у відпрацьованих газах) при роботі на дизельному паливі та сумішевому дизельному біопаливі.

Окрім основного швидкісного діапазону роботи двигуна зняли 9 точок холостого ходу за: $n_{xxmin} = 900 \text{ хв}^{-1}$, $n_{xxmax} = 2400 \text{ хв}^{-1}$.

Під час роботи двигуна в режимі холостого ходу ефективну потужність і питому витрату палива для даного режиму не розраховували, всі інші параметри вимірювали так як для двофакторного експерименту.

5.2 Результати розрахункових досліджень дизеля, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі

В результаті проведених експериментальних досліджень та отриманих характеристик були розраховані масові викиди ШР та сумарні масові викиди приведенні до викидів оксиду вуглецю. Характеристики розраховані за роботи дизеля на ДП та дизельному біопаливі. Для прикладу на рис.5.2 наведено результати розрахунків для частоти обертання КВ $n_o = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

Як видно з рис.5.2 викиди оксиду вуглецю, вуглеводнів та оксидів азоту за роботи дизеля на дизельному біопаливі більші, ніж на ДП. Зі збільшенням навантаження збільшується і різниця між викидами на дизельному біопаливі і ДП. Однак, спостерігається зменшення викидів сажі за роботи дизеля на дизельному біопаливі і сумарні масові викиди приведенні до викидів оксиду вуглецю.

На рис.5.3 наведена витрата палива в тепловому еквіваленті за роботи дизеля на ДП та дизельному біопаливі для різних частот обертання КВ. Як видно з рис.5.3 за частот обертання КВ $n_o = 1600 \text{ хв}^{-1}$ та $n_o = 2000 \text{ хв}^{-1}$ витрата палива в тепловому еквіваленті за роботи дизеля на дизельному біопаливі більша, ніж на ДП, у всьому діапазоні навантаження. За частоти обертання КВ $n_o = 2400 \text{ хв}^{-1}$ також спостерігається більша витрат палива в тепловому еквіваленті за роботи дизеля на дизельному біопаливі. Однак, зі збільшенням навантаження різниця зменшується.

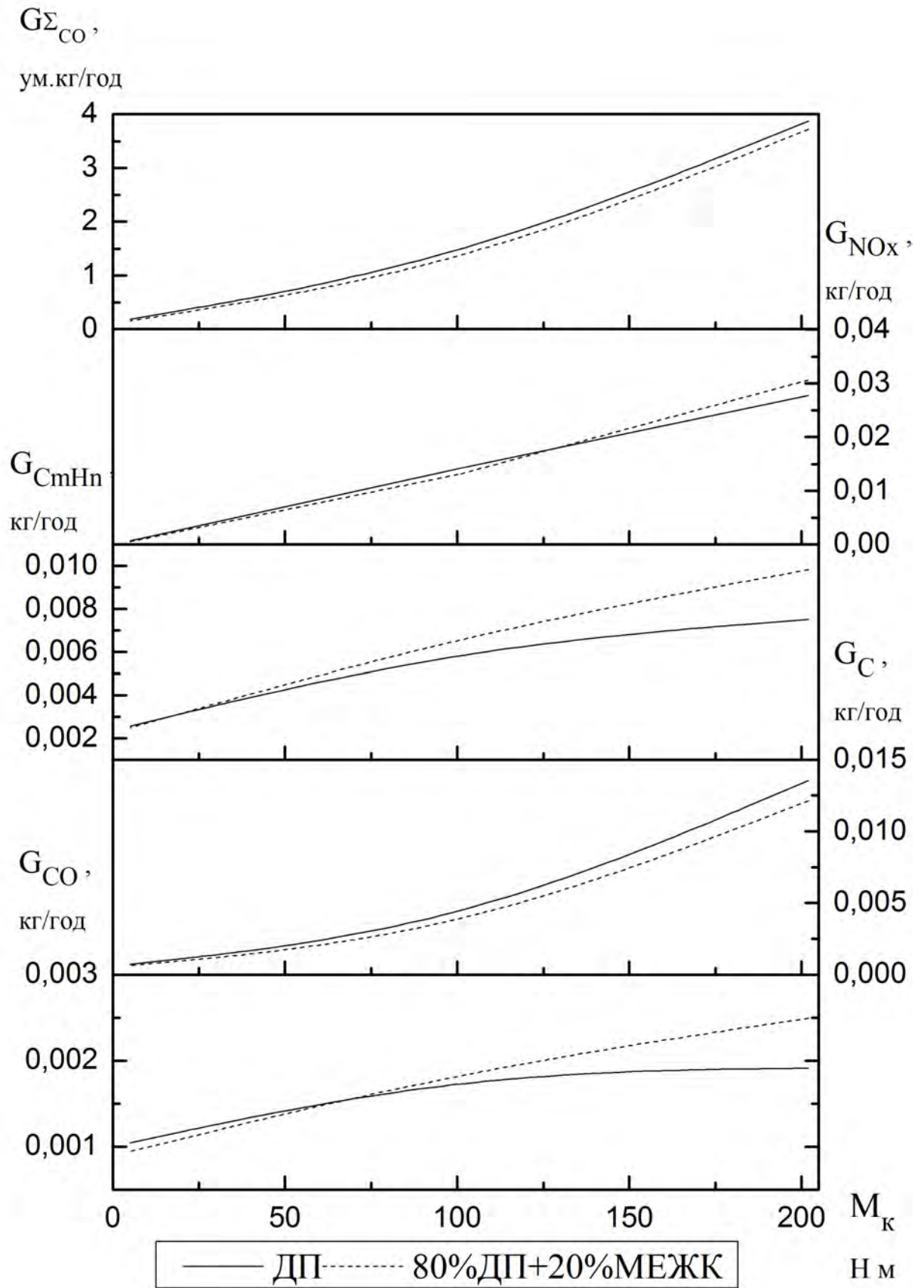


Рисунок 5.2 – Масові викиди шкідливих речовин з ВГ дизеля та сумарні масові викиди за частоти обертання КВ $n_\delta=2000 \text{ хв}^{-1}$

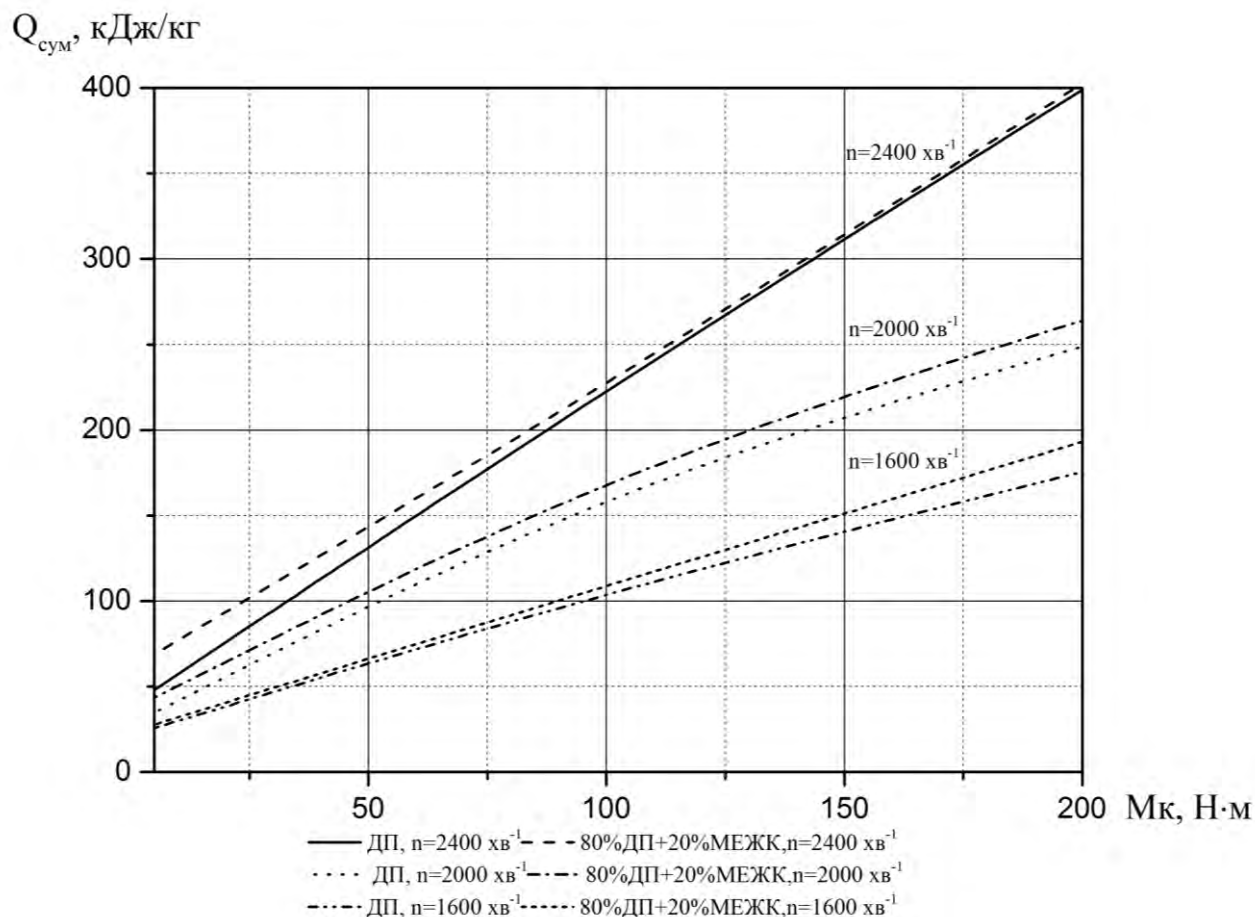


Рисунок 5.3 – Витрата палива в тепловому еквіваленті за роботи дизеля на ДП та дизельному біопаливі

Отже, при переході дизеля на дизельне біопаливо можна очікувати на поліпшення сумарної токсичності. Але, також спостерігається збільшення витрати палива.

5.3 Результати розрахунків на математичній моделі руху автомобіля за Європейським їздовим циклом на дизельному паливі та дизельному біопаливі

За експериментальними даними тринадцяти точок двофакторного експерименту та математичною моделлю було визначено коефіцієнти поліномів для поліноміальної залежності другого порядку. Результати

коефіцієнтів поліномів навантажувальних характеристик за роботи дизеля на ДП та дизельному біопаливі наведено в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежостей отриманих в результаті проведених стендових досліджень

Параметр	Коефіцієнти	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо
G_n	a_0	5,095122230715	4,859598930487
	a_1	-0,005043291635	-0,004863111154
	a_2	-0,026915276374	-0,026583010917
	a_{11}	$1,420657467534 \cdot 10^{-6}$	$1,446935876625 \cdot 10^{-6}$
	a_{22}	$-7,03758260470 \cdot 10^{-5}$	$-5,926997040421 \cdot 10^{-5}$
	a_{12}	$3,76375711575 \cdot 10^{-5}$	$3,718216318786 \cdot 10^{-5}$
$G_{нов}$	a_0	589,900531703925	340,10468601998
	a_1	-0,529935148969	-0,380445641711
	a_2	0,055017856527	2,302397515957
	a_{11}	0,000131290909	0,000126307508
	a_{22}	-0,002945174534	-0,011995138181
	a_{12}	0,000435005693	-0,000231305503
NO_x	a_0	49,83401069517	295,325951107675
	a_1	-0,063594781322	-0,085609826203
	a_2	-0,151289706498	-0,324699327238
	a_{11}	$1,036948051948 \cdot 10^{-4}$	$2,35040584415 \cdot 10^{-5}$
	a_{22}	-0,001413841102	-0,000447758693
	a_{12}	0,000681888046	0,000692428843
$C_m H_n$	a_0	16,01568372806	51,579984721216
	a_1	-0,008523328877	-0,047917914439
	a_2	-0,082433623303	-0,111673032849
	a_{11}	$3,831777597409 \cdot 10^{-6}$	$1,135894691558 \cdot 10^{-5}$
	a_{22}	-0,000451515602	-0,000800427044
	a_{12}	$4,732447817837 \cdot 10^{-5}$	0,000149468691

Закінчення таблиці 5.3

<i>CO</i>	a_0	28,276058059659	95,269354469126
	a_1	-0,058517460848	-0,08717474217
	a_2	-0,220458143375	-0,260263978905
	a_{11}	$10,93115868506 \cdot 10^{-5}$	$2,446164772729 \cdot 10^{-5}$
	a_{22}	$-3,45716718246 \cdot 10^{-5}$	-0,000369804181
	a_{12}	0,000107760911	0,00230894118
<i>N</i>	a_0	0,915683709148	6,02975614924
	a_1	-0,0081373091231	-0,005798109243
	a_2	-0,021908753166	0,0154704120475
	a_{11}	$9,74157593901 \cdot 10^{-6}$	-0,0000129314574
	a_{22}	0,00009451461	0,0000419128043
	a_{12}	$1,432435817823 \cdot 10^{-5}$	-0,000002063826105

Для холостого ходу значення коефіцієнтів a_0, a_1, a_2 було визначено аналогічним шляхом. Результати коефіцієнтів занесено до таблиць 5.4.

Таблиця 5.4 – Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей для режимів активного холостого ходу

Параметр	Коефіцієнти	Дизельне паливо	Дизельне біопаливо
G_{nxx}	a_0	0,157402597403	0,2610389610389670
	a_1	-0,000002867965	-0,0002888528138528
	a_2	0,000000176677	0,0000003376623377
$G_{повхх}$	a_0	-25,959355844155	-10,610914791236
	a_1	0,072269077922	0,048110914532
	a_2	-0,000013925649	0,000000061014
NO_{xxx}	a_0	7,322558441558	6,817454545455
	a_1	-0,004595362554	-0,004215643939
	a_2	0,000002516910	0,000002324811
$C_m H_{nxx}$	a_0	9,615493506494	13,198341991342
	a_1	0,000460919913	-0,002411504329
	a_2	0,000001381223	0,000002165314

Закінчення таблиці 5.4

CO_{xx}	a_0	11,466688311689	9,602926406926
	a_1	-0,004697510823	0,000424036797
	a_2	0,000004361201	0,000002334416
N_{xx}	a_0	2,31699	5,961629
	a_1	$-1,89199 \cdot 10^{-4}$	$-2,03149 \cdot 10^{-4}$
	a_2	$1,12906 \cdot 10^{-6}$	$2,17453 \cdot 10^{-6}$

5.3.1 Перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля за критерієм Фішера

Перевірка адекватності величин, отриманих за допомогою розрахунку на математичній моделі, що описують економічні та екологічні показники роботи двигуна на обох видах палива визначається за допомогою критерія Фішера (F) за формулою (5.8) та середньоквадратичного відхилення (σ) [127, 132, 133].

$$F_{\text{роз}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_{(y)}^2}, \quad (5.8)$$

де $S_{\text{ад}}^2$ – дисперсія адекватності;

$S_{(y)}^2$ – дисперсія відтворюваності.

Коли отримане розрахунком значення F -критерію не перевищує табличних даних $F_{\text{роз}} \leq F_{\text{табл.}}$, то з певною надійною ймовірністю модель можна вважати адекватною. Для перевірки адекватності за критерієм Фішера застосовували таблиці F -критерію при 5% рівні значущості, звідки надійна ймовірність становить 95%.

По-перше, необхідно визначити дисперсію адекватності заданої величини. За формулою (5.9) видно, що дисперсія адекватності є сумою квадратів різниць між значеннями отриманими експериментальним шляхом і розрахунковими значеннями за поліноміальними залежностями, поділену на число ступенів вільності:

$$S^2_{\text{ад}} = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_{i_{\text{роз}}} - Y_{i_{\text{експ}}})^2}{f} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta Y^2_{i_{\text{експ}}}}{f}, \quad (5.9)$$

де $Y_{i_{\text{роз}}}$ – значення в i -му досліді, розраховані за рівняннями регресії;

$Y_{i_{\text{експ}}}$ – значення в i -му досліді визначенні експериментально;

f – число ступенів вільності в плануванні експерименту, яке визначається як різниця між числом дослідів та числом коефіцієнтів, що визначаються за формулою (5.10):

$$f = N - k, \quad (5.10)$$

де N – число дослідів;

k – число коефіцієнтів апроксимації.

Наступним кроком визначається дисперсія відтворюваності $S^2_{(y)}$, вона визначається шляхом постановки додаткових дослідів в одній з точок за залежністю:

$$S^2_{(y)} = \frac{\sum_{i=1}^m (Y_i - \bar{Y})^2}{n - 1}, \quad (5.11)$$

де n – число додаткових дослідів,

Y_i – значення замірених параметрів, отриманих в кожному досліді;

$\bar{Y}$ – середнє значення замірених параметрів.

Для визначення дисперсії відтворюваності на двигуні VAG 1Z TDI на дизельному паливі та дизельному біопаливі провели серію дослідів в середніх точках досліджуваних зон.

Додаткові досліді зняли в середній точці експерименту, для двигуна VAG 1Z TDI $n_d = 2000 \text{ хв}^{-1}$, $M_k=101,5 \text{ Нм}$. Вимірювали витрати палива та повітря, концентрації компонентів у відпрацьованих газах.

В табл. 5.5 наведено результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей для навантажувальних режимів та середньоквадратичні відхилення поліноміальних залежностей, які описують режими середніх навантажень двигуна VAG 1Z TDI.

Таблиця 5.5 – Результати перевірки адекватності поліноміальних залежностей

Показники роботи двигуна	Паливо	Дисперсії		Значення критеріїв Фішера	
		адекватності	відтворюваності	розрахункове	табличне
		$S^2_{ад}$	$S^2_{(y)}$	F_p	F_T
1	2	3	4	5	6
$G_{пал}$	дизельне	0,286	0,0351	8,1481	19,3
	дизельне біопаливо	0,366	0,041	8,9268	
$G_{пов}$	дизельне	43,35	3,54	12,2457	
	дизельне біопаливо	66,489	5,05	13,1661	
CO	дизельне	4,458	0,53161	8,38584	
	дизельне біопаливо	4,2	0,49115	8,55135	
$C_m H_n$	дизельне	2,088	0,36134	5,7784	
	дизельне біопаливо	3,199	0,46569	6,8693	
NO_x	дизельне	13,547	0,922	14,693	
	дизельне біопаливо	11,481	0,749997	15,308	
N	дизельне	2,089	0,8951	2,3338	
	дизельне біопаливо	3,212	0,9039	3,553	

В результаті перевірки умова $F_{\text{роз}} < F_T$ виконується, тобто поліноміальні залежності в навантажувальних режимах роботи дизеля за роботи на дизельному паливі та дизельному біопаливі. можна вважати адекватними. Аналіз середньоквадратичних відхилень результатів отриманих за допомогою поліноміальних залежностей роботи двигуна, що описують його роботу в режимах середніх навантажень підтверджує адекватність математичної моделі.

5.3.2 Результати розрахункових та експериментальних досліджень руху легкового автомобіля за режимами Європейського їздового циклу, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі

Адекватність математичної моделі руху автомобіля з дизелем, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі, перевірено порівнянням розрахунків та результатами, отриманими під час виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей. Вихідними даними для розрахунку на математичній моделі руху автомобіля використані технічні дані дизеля та легкового автомобіля VW Passat B4. Цільовою функцією розрахунків були: витрата палива (ДП або дизельне біопаливо) та масові викиди ШР з ВГ дизеля.

На рис. 5.4 – 5.5 показано залежності зміни швидкості руху автомобіля від часу виконання міського та позаміського їздових циклів. Залежності отримані під час виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей та в результаті розрахунку на математичній моделі.

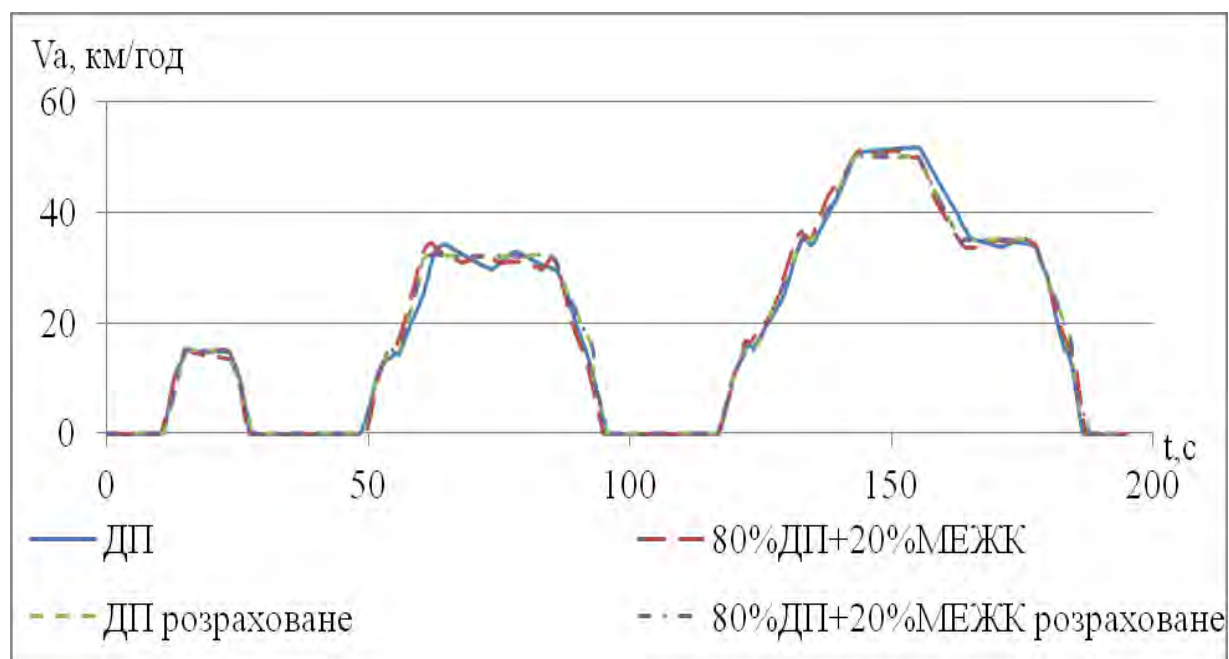


Рисунок 5.4 – Порівняння виконання фрагменту їздового циклу на стенді тягових властивостей та розрахованого на математичній моделі руху

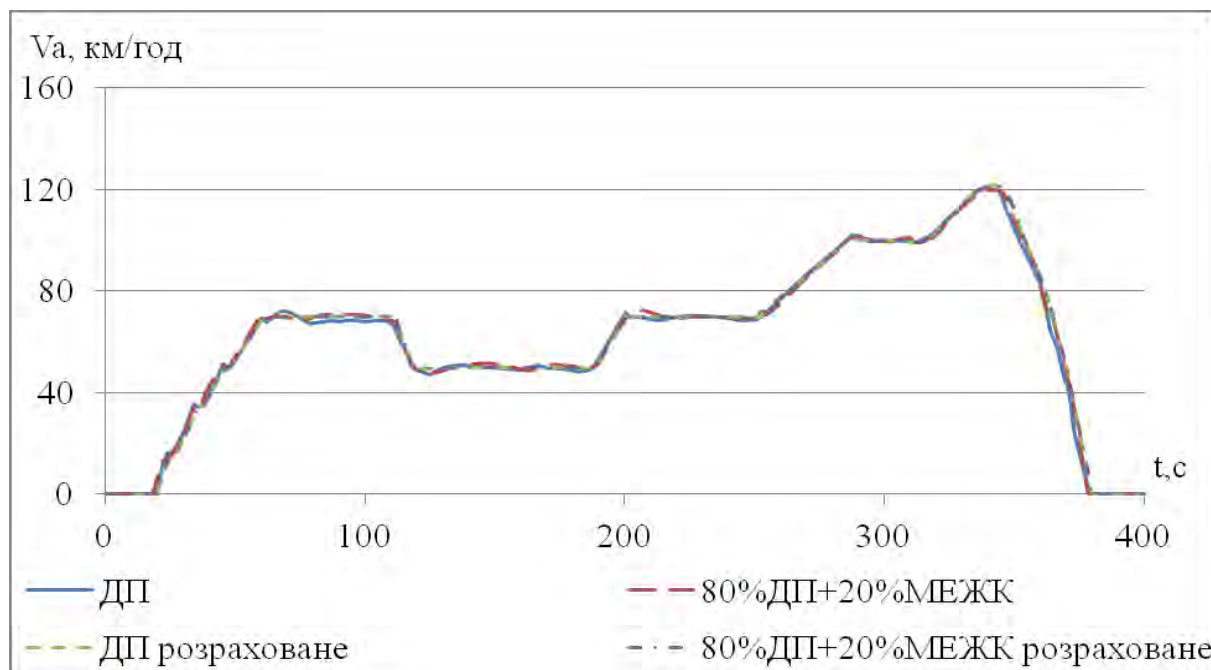


Рисунок 5.5 – Порівняння виконання фрагменту їздового циклу на стенді тягових властивостей та розрахованого на математичній моделі руху

Порівняння розрахунків на математичній моделі руху автомобіля з результатами виконаного їздового циклу на стенді тягових властивостей наведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – Результати розрахункових досліджень на математичній моделі та на стенді тягових властивостей

Паливо	Вид дослідження	CO , у ВГ, г/км	C_mH_n , у ВГ, г/км	NO_x , у ВГ, г/км	Тверді частинки	G_n , л/км	ΣCO , ум. г/год
Дизельне	Розрахунок на математичній моделі	0,416	0,074	0,785	0,079	4,9591	48,786
	Випробування на моделюючому роликовому стенді	0,425	0,077	0,817	0,081	4,92	50,558
Дизельне біопаливо	Розрахунок на математичній моделі	0,348	0,076	0,816	0,046	5,1173	43,444
	Випробування на моделюючому роликовому стенді	0,357	0,079	0,854	0,047	5,00	45,318

Як видно з табл.5.6 результати розрахунків на математичній моделі схожі з отриманими в результаті виконання їздового циклу на стенді тягових властивостей. Наприклад, різниця розрахунків на математичній моделі руху автомобіля витрати палива за роботи на ДП складає 0,79%, а на дизельному біопаливі 2,35%, різниця викидів оксидів азоту за роботи на ДП та дизельному біопаливі відповідно складають 3,93% та 4,46%, відповідна різниця твердих часток складає 2,64% та 3,02%, оксиди вуглецю – 2,27 та 2,45% відповідно.

За результатами розрахунків на математичній моделі руху спостерігається поліпшення екологічних показників дизеля за роботи на

дизельному біопаливі. При переведенні дизеля на роботу на дизельне біопаливо викиди оксиду вуглецю CO знижуються на 19,44%, викиди вуглеводнів C_mH_n збільшуються на 3,26%, викиди оксидів азоту NO_x збільшуються на 3,75%, викиди твердих частинок зменшуються на 70%. Сумарні масові викиди приведені до викидів оксиду вуглецю зменшуються на 12,3%.

5.4 Визначення загального коефіцієнта енергетичної ефективності дизельного біопалива

Оцінка енергетичної ефективності рідкого біопалива виконана шляхом обчислення та співставлення загального енергетичного коефіцієнта корисної дії різних видів біопалива. Методика розрахунків загального енергетичного коефіцієнта корисної дії біопалива, наведена нижче, яка викладена у роботі [10].

Як відомо, загальний енергетичний коефіцієнт корисної дії будь-якого палива розраховується за наступною формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{ев}} \cdot \eta_{\text{ез}} \quad (5.12)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний енергетичний коефіцієнт корисної дії біопалива;

$\eta_{\text{ев}}$ – коефіцієнт енергетичної ефективності виробництва біопалива;

$\eta_{\text{ез}}$ – коефіцієнт енергетичної ефективності застосування біопалива.

Обчислення загального енергетичного коефіцієнту корисної дії біопалива дозволяє комплексно, від виробництва до застосування, оцінити енергетичну ефективність того чи іншого палива, визначити доцільність створення нових промислових потужностей з виробництва рідкого біопалива при умові що вони є прийнятими в екологічному, політичному та економічному аспектах.

Коефіцієнт енергетичної ефективності виробництва біопалива $\eta_{ев}$ характеризує кількість енергії, яка витрачена на його отримання і обчислюється за формулою:

$$\eta_{ев} = \frac{Q_p^H}{Q_p^{H,сир} + Q_{вирт}} \quad (5.13)$$

де Q_p^H – теплота згорання рідкого біопалива.

$Q_p^{H,сир}$ – теплота згорання сировини з якої виготовлене рідке біопаливо;

$Q_{вирт}$ – енергія, що витрачена на виробництво біопалива.

Для дизельного палива $\eta_{ев} = 0,506$, для дизельного біопалива $\eta_{ев} = 0,592$.

Коефіцієнт енергетичної ефективності застосування у транспортних засобах рідкого біопалива $\eta_{ез}$ характеризує енергію, яка необхідна для переборювання сил інерції та динамічного опору руху транспортного засобу поділену на витрати енергії палива цим транспортним засобом за період його руху, і обчислюється за наступною формулою:

$$\eta_{ез} = \frac{0,55 \cdot E_m + 0,45 \cdot E_{ш}}{Q_p^{H,екс} \cdot (M_m + M_{ш})} \quad (5.14)$$

де E_m та $E_{ш}$ – питома кількість енергії, що витрачається при переміщенні транспортного засобу в межах міста та по шосейним дорогам. Приймаються відповідно до даних автора [10] 10,321МДж та 7,232МДж;

$Q_p^{H,екс}$ – теплота згорання палива, що використана в експериментах;

M_m та $M_{ш}$ – питомі витрати палива потрібні для забезпечення визначеної кількості енергії на переміщення транспортного засобу в межах міста та по шосейним дорогам. Приймаються у відповідності до даних взятих у автора 1,13МДж/кг та 0,64МДж/кг.

$Q_p^{H,екс}$ дизельного палива дорівнює 42,5 МДж/кг.

Q_p^H , екс дизельного біопалива дорівнює 41,52 МДж/кг

Тоді, відповідно до формули (5.14)

$\eta_{ez}=11,87\%$ - для дизельного палива,

$\eta_{ez}=12,15\%$ - для дизельного біопалива

Підставивши у формулу (5.12), враховуючи пораховані дані коефіцієнтів η_{ez} та η_{ev} для дизельного палива та дизельного біопалива, отримаємо загальні енергетичні коефіцієнти корисної дії обох палив:

для дизельного палива $\eta_{zag}=0,1187*0,506=0,06$ або 6%

для дизельного біопалива $\eta_{zag}=0,1215*0,592=0,0719$ або 7,19%

Розрахунковими дослідженнями встановлено, що коефіцієнт енергетичної ефективності дизельного біопалива з використанням метилових ефірів жирних кислот, отриманих з утилізованих олив і жирів вище ніж дизельного палива [135].

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. На основі проведеного двофакторного дослідження отримано коефіцієнти поліноміальних залежностей для розрахунку на математичній моделі руху автомобіля, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі, за режимами їздового циклу. Адекватність використаних в математичній моделі поліноміальних моделей підтверджена F-критерієм Фішера.

2. Результати розрахунків на математичній моделі руху автомобіля, що працює на дизельному паливі та дизельному біопаливі, засвідчили поліпшення екологічних показників при переведенні на роботу на дизельне біопаливо. При переведенні дизеля на роботу з дизельного палива на дизельне біопаливо можна зменшити викиди твердих частинок на 70,32% та викиди оксиду вуглецю CO на 19,44%. Сумарні масові викиди приведені до викидів оксиду вуглецю зменшуються на 12,3%. Однак, за роботи дизеля на

дизельному біопаливі збільшуються викиди оксидів азоту на 3,75% та викиди вуглеводнів на 3,26%.

3. Проведеним розрахунковим дослідженням підтверджено, що робота дизеля на дизельному біопаливі має більший загальний коефіцієнт енергетичної ефективності палива, ніж за роботи на ДП.

4. В результаті проведених експериментальних та розрахункових досліджень встановлені рекомендації щодо використання дизельного біопалива. Зокрема, при переведенні дизелів на дизельне біопаливо раціонально здійснювати підігрів палива до температурного діапазону 55-60°C.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу існуючих досліджень встановлено, що дизельне біопаливо може бути використане дизелями для часткового заміщення дизельного палива. Найдешевшою сировиною базою для виробництва дизельного біопалива є утилізовані відходи продовольчих жирів.

2. Визначено раціональні параметри використання дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів транспортними засобами з дизелями. Зокрема, встановлено раціональний склад суміші, а саме 80% ДП та 20% МЕЖК. Температура палива, що подається в ПНВТ має знаходитись в межах 55 - 60°C для розширення меж використання біопалив з різними фізико-хімічними властивостями.

3. Удосконалено штатну паливну систему живлення дизеля, що працює на дизельному біопаливі шляхом встановлення додаткового підігрівача палива для оптимізації в'язкісно-температурних параметрів за роботи дизеля на дизельному біопаливі. На удосконалену систему живлення отримано патент на винахід.

4. Уточнено математичну модель руху легкового автомобіля за роботи його дизеля на ДП та дизельному біопаливі за режимами модифікованого Європейського їздового циклу з удосконаленою паливною системою живлення. Розрахунки на математичній моделі підтвердили поліпшення екологічних показників дизеля при переведенні на роботу на дизельне біопаливо. При цьому переважно зменшуються викиди оксиду вуглецю CO на 19,44% та викиди твердих частинок на 70,32%. Сумарні масові викиди, приведені до викидів оксиду вуглецю, зменшуються на 12,3%. Водночас за роботи дизеля на дизельному біопаливі спостерігається збільшення викидів оксидів азоту на 3,75% та викидів вуглеводнів на 3,26%. Витрата палива зростає на 3,09% при роботі на дизельному біопаливі Адекватність

поліноміальних залежностей використаних в математичній моделі руху автомобіля підтверджено за F-критерієм Фішера.

5. Проведено стендові моторні дослідження дизеля, що працює на ДП та дизельному біопаливі. Результати проведених досліджень на стенді тягових властивостей дозволили описати дизель як споживач палива, повітря, джерело енергії та джерело шкідливих викидів. Результати досліджень показали, що при переведенні дизеля на роботу на дизельному біопаливі спостерігається: збільшення витрати палива від 5 до 11%, зменшення димності ВГ до 22,28%, зменшення концентрації оксидів вуглецю на 5-10% та збільшення концентрації оксидів азоту до 5%. Однак, вуглеводні за роботи дизеля на дизельному біопаливі більші, ніж за роботи на ДП на 9%. Сумарні масові викиди, приведені до викидів оксиду вуглецю, за роботи дизеля на дизельному біопаливі в середньому менші на 4%.

6. В результаті виконання європейського їздового циклу на стенді тягових властивостей згідно з правилами R83 підтверджена стабільна робота дизеля легкового автомобіля на дизельному біопаливі. Отримані результати виконання їздового циклу свідчать про зменшення викидів твердих частинок до 69,7% та зменшення викидів оксиду вуглецю на 19,2% за роботи дизеля на дизельному біопаливі. Водночас спостерігається збільшення викидів оксидів азоту на 4,28% та викидів вуглеводнів на 2,33%. Сумарна токсичність зменшується на 11,56% за роботи дизеля на дизельному біопаливі. Витрата палива за змішаним їздовим циклом за роботи дизеля на дизельному біопаливі збільшується на 1,6%.

7. Результати експериментальних досліджень та рекомендації щодо дообладнання легкових автомобілів з дизелями для роботи на дизельному біопаливі в умовах експлуатації прийняті до використання Інститутом Газу НАН України (м. Київ), а також використовуються в освітньому процесі Національного транспортного університету при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Піюренко, І. О. Сучасні аспекти формування системи мультимодальних перевезень на регіональному рівні / Ілона Олексіївна Піюренко, Олексій Миколайович Гаркуша, Олексій Геннадійович Кухарчик // Український журнал прикладної економіки. – 2018. – Том 3. – № 4. – С. 131–144.– ISSN 2415-8453.
2. Л. П. Падалко, Ф. Ф. Иванов, В. И. Кузьменок Альтернативные носители на автотранспорте: эффективность и перспективы, под науч. Ред. А. Е. Дайнеко, Нац. Акад. Наук Беларуси, Ин-т экономики. – Минск :Беларусская наука, 2017 с. 257.
3. Говорун А.Г., Шиманський С.І., Симоненко Р.В., Колобов К.С. Удосконалення газової паливної апаратури двигуна автомобіля при роботі на стисненому природному газі./ Вісник Національного транспортного університету– 2017 – №1(37) – с.63 – 67.
4. Захарченко О. М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: дис. ... канд. наук: 05.22.20 / Захарченко Олексій Миколайович; Національний транспортний університет. – К., 2008. – 261 с.
5. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 32, С. 100 – 107.
6. Гавриш В.І. Забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у аграрному секторі економіки: теорія, методологія, практика / Гавриш В.І. - Миколаїв: МДАУ, 2007. - 283 с.
7. <https://www.slovoidilo.ua/2018/07/03/infografika/suspilstvo/skilky-biopolyva-vyroblyayut-ukrayini-ta-sviti>
8. <http://odeku.edu.ua/wp-content/uploads/Alternativna-energetika.pdf>

9. В.А. Маляренко, Л.В. Лисак. Енергетика, довкілля, енергозбереження. /Під заг. ред. проф. В. А. Маляренка, Х.: Рубікон, 2004. – 32с.

10. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України / Г. М. Забарний, С. О. Кудря, Г. Г. Кондратюк, Г. О. Четверик. – К.: Інститут Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000.

11. https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_017-12#Text

12. Марченко А.П., Семенов В.Г. Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла // Химия и технология топлив и масел. — 2001. — № 3. — С. 29-35.

13. Данилов А.М. Альтернативные топлива достоинства и недостатки. Проблемы применения / А.М. Данилов, Э.Ф. Каминский, В.А. Хавкин // Российский химический журнал. – 2003. – Т. XL VII. - №6. – С. 4 – 11.

14. Федоренко В.Ф. Состояние и развитие производства биотоплива: Науч. аналит. обзор / В.Ф. Федоренко, Ю.Л. Колчинский, Е.П. Шилова. – М.: ФГНУ «Росинфорагротех», 2007. – 112 с.

15. Девянин С.Н., Марков В.А., Коршунов Д.А. Улучшение экологических показателей транспортных дизелей при использовании смесового биотоплива // Безопасность жизнедеятельности. — 2005. — № 12. — С. 27-33.

16. Комплексне використання сировини для виробництва твердого біопалива деревообробними підприємствами: обліково-аналітичний аспект: монографія / Ю.В. Максимів; М-во освіти і науки України, ДВНЗ «Прикарпат. нац. ун-т ім. Василя Стефаника». — Івано-Франківськ: Друкарня Фоліант, 2015. — 186 с.: іл. — Бібліогр.: С. 134—154.

17. https://ua.energy/wp-content/uploads/2017/05/Biopalyvni_tehnologiyi.pdf

18. Методика определения предотвращенного экологического ущерба. — М.: Госкомэкологии РФ, 1999, -150 с.

19. Фукс И.Г., Евдокимов А.Ю., Джамалов А.А. Экологические аспекты использования топлив и смазочных материалов растительного и животного происхождения // Химия и технология топлив и масел. — 1992. — № 6. — С. 36-40.
20. Hollo J. Trends in der Aufarbeitung von Olsamen // Fett Wissenschaft Technologie = Fat Science Technology. — 1987. — Jg. 89. — № 1. — S. 2-7.
21. Korbitz W. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe // SAE Technical Paper Series. — 1995. — № 952768. — P. 249-254.
22. О содействии использованию биогорючего и других видов горючего на транспорте (Извлечение). Директива 2003/30/ЕС Европейского Парламента и Союза от 8 мая 2003 г. // Масложировая промышленность. — 2005. — № 4. — С. 18.
23. <https://eu-ua.org/novyny/ukrayina-vyvchaye-dosvid-lytvy-iz-zamishchennya-gazu-alternatyvnymy-vydamy-palyva>
24. <https://saf.org.ua/wp-content/uploads/2019/06/regulation-of-production-of-liquid-motor-biofuels-2019.pdf>
25. Климчук О.В. Ефективність комплексного використання кукурудзи в біоенергетиці/Наукові праці інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків, – 2013. –Вип. 19 –150-154 с.
26. Колосов, О. Є. К77 Високоєфективні засоби приготування біопалива / О. Є. Колосов, Г. Л. Рябцев, В. І. Сівецький, Д. Е. Сідоров, С. О. Пристайлов. – К. : Січка, 2010. – 152 с.
27. Біопаливо: ефективність його виробництва та споживання в АПК України: навч. посіб. / Г.М. Калетнік, В.М. Пришляк. — К.: Хай-Тек Прес, 2011.— 312 с.
28. В.А. Марков Расчётные исследования способов подачи воды в цилиндры дизельного двигателя / В.А.Марков, А.С. Кулешов, А.Д. Денисов, А.Н. Зенкин, А.С. Землемерова – Транспорт на альтернативном топливе-№3-2020 – 58-70с.

29. Галушак О.О. Поліпшення показників автомобіля шляхов впливу на робочі процеси дизеля при роботі на суміші палив: Дис. канд. техн. наук: 05.22.02 – В., 2017. – 188 с.

30. Бугрик О.В. Перспективи використання біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості в двигунах колісних транспортних засобів // Вісник НТУ. – 2017. – №1(37). – с.35 – 41.

31. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. - Луцьк: ЛНТУ, 2011 – 233 с.

32. Калетнік Г.М., Токарчук Д.М., Скорук О.П. Організація і економіка використання біоресурсів: підручник: 2-ге видання, перероблене і доповнене – Вінниця: ТОВ «Друк», 2020. – 372 с.

33. Муштрук М. М. Перспективи виробництва дизельного біопалива з технічних тваринних жирів в Україні / М. М. Муштрук Ю.Г. Сухенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. - К.: НУБіП, 2011. - № 62(ч. 2). - С. 315-318.

34. http://uwea.com.ua/uploads/docs/IRENA_REmap_2015_ukr.pdf

35. Зарубіжний досвід електро- та теплопостачання на основі впровадження екологоефективних біопаливних технологій. // Міненерговугілля України ДП «НЕК «УКРЕНЕРГО» відокремлений підрозділ «Науково-проектний центр розвитку об'єднаної енергетичної системи України» Державного підприємства «Національна енергетична компанія «УКРЕНЕРГО» (НПЦР ОЕС України). – 2017.

36. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Уч. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И.Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ.ред. А.С.Орлина и М.Г.Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1985. –456 с., ил.

37. Говорун А.Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів

використання біодизельних палив, отримуваних з утилізованих відходів сільськогосподарського виробництва // Вісник НТУ. – 2016. № 34. – с.96.

38. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу: Дис. канд. техн. наук: 05.22.10 – К., 2006. – 152 с.

39. Говорун А. Г., Бугрик О.В. 13 Международная научно-техническая конференция // 69-я научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ. Минск. – 2015. – том 2. с.56-57.

40. Directive 2009/30/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 amending Directive 98/70/EC as regards the specification of petrol, diesel and gas-oil and introducing a mechanism to monitor and reduce greenhouse gas emissions and amending Council Directive 1999/32/EC as regards the specification of fuel used by inland waterway vessels and repealing Directive 93/12/EEC (Text with EEA relevance) / Європейський Союз // Official Journal. – 2009. – L 140. – P. 88-113.

41. К.Е. Скребнев топливная экономичность дизельного двигателя при использовании растительных масел в качестве добавки к дизельному топливу / К.Е. Скребнев, С.Н. Кривцов – Транспорт на альтернативном топливе – № 4 – 2019 – с.64-70.

42. Перспективы и реальность использования масел растительного происхождения в качестве биотоплива / В.А. Гаврилова, А.Г. Дубовская, Н.Г. Конькова и др. // Масложировая промышленность. – 2005. - №4. – С. 13-16.

43. Марченко А.П., Семенов В.Г. Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла // Химия и технология топлив и масел. — 2001. — № 3. — С. 29-35.

44. Автомобили переходят на спирт и растительное масло // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2005. - №5. – С. 71.

45. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля / В.А. Марков, А.И. Гайворонский, С.Н. Девянин и др. // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 2. — С. 1-3.

46. Закон України «Про альтернативні види палива» URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1391-14>.

47. Указ президента України «Про заходи щодо розвитку виробництва палива з біологічної сировини» URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1094/2003>.

48. Наказ міністерства економічного розвитку і торгівлі України «Про внесення змін по Переліку продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації в Україні» URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0543-15>.

49. Наказ державного комітету України з питань технічного регулювання та споживчої політики «Про затвердження національного стандарту України ДСТУ 7166:2010» URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0356609-10>

50. ДСТУ 7166:2010 Біоетанол Технічні умови – К: Держспоживстандарт України – 2011.

51. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/927-2013>

52. Говорун А. Г. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів використанням біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості / Говорун А. Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. - К.: НТУ, 2016.

53. Mashad H.M. Biodieselproduction from fish oil. / H.M. Mashad, R.F. Zhang // (2006), American Society of AgriculturalEngineers Annual Meeting, 066144.

54. Акаева Т.К., Петрова С.Н. Основы химии и технологии получения и переработки жиров. Ч.1 Технология получения растительных масел: Учеб. пособие / ГОУВПО Иван.гос.хим. – технол. Ун-т; Иваново, 2007. -124с.

55. М.Б. Назаренко Переваги та недоліки використання біопалив у дизелях КТЗ / М.Б. Назаренко, О.В. Бугрик / Безпека та екологія на дорожньому транспорті.Збірка тез доповідей науково-практичної конференції (онлайн),К ДП «ДержавтотрансНДІпроект. – 2020 – с.48.

56. Говорун А. Г., Бугрик А.В., О некоторых особенностях использования биодизельных топлив в современных дизелях // международная научно-техническая конференция (69-я научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск -2016-том 2 – с.99.

57. Грабар І.Г. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів [монографія] / І. Г. Грабар, Р. В. Колодницька, В. Г. Семенов. – Житомир : ЖДТУ, 2011. – 142 с.

58. Браун Т., Лемей Г.Ю. Химия – в центре наук:В 2-х частях. Пер. с англ. – М.: Мир,1983. – 520с., ил. – Ч.2.

59. Муштрук М.М. Обґрунтування характеристик обладнання для виробництва рідкого біопалива з технічних тваринних жирів: автореферат: 05.18.12 – К., 2014. – 23 с.

60. Паска М.З. Технологія тваринних жирів: Навч.-метод, пос. – Львів: ЖТ ЛНУВМ та БТ імені С.З.Гжицького, 2010. – 135с.

61. Шевченко О.Б. Властивості сумішевих дизельних палив / О.Б. Шевченко // Наукоємні технології. – 2013. - №1. – С. 50 – 52.

62. Дубровін В.О., Голуб Г.А., Поліщук В.М., Сєра К.М., Марус О.А., Драгнєв С.В., Павленко М.Ю., Чуба В.В., Кухарець С.М. Модуль біодизель та біоетанол // під ред. Щербак С.Д. – Київ, 2015. – С. 53.

63. Муштрук М. М Технології і обладнання для виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів / М. М. Муштрук,

Ю. Г. Сухенко, В. Ю Сухенко // Техніка і технології АПК. – 2012. – №12. – С.21–23.

64. Муштрук М. М. Аналітичний огляд сучасних методів оцінки якості дизельного біопалива / М. М. Муштрук, Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко // Техніка і технологія АПК. – 2012. – № 4 (31). – С. 35–37.

65. Муштрук М. М. Каталізатори реакцій у технологічних процесах виробництва дизельного біопалива з рослинних олій і тваринних жирів / М. М. Муштрук, Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2012. – Вип. 184, ч. 1. – С. 126–130.

66. Говорун А. Г., Бугрик О.В. Особливості використання біодизельних палив в двигунах колісних транспортних засобів // VIII Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ – 2015. с.71-73.

67. Говорун А.Г., Бугрик А.В., Расчётно-экспериментальные данные использования биотоплива на основе метилового эфира куриного жира в дизелях // Международная научно-техническая конференция (научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск, 2017.

68. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Уч. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина и М.Г.Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. –М.: Машиностроение, 1983. –372 с.

69. Давыдова Е.М., Harten В., Пасхин Н.Н. Развитие топливного рынка ЕС: биодизельное топливо — возобновляемый энергетический ресурс // Масложировая промышленность. — 2005. — № 4. — С. 22-24.

70. Штайгер В. Стратегия компании «Volkswagen» в сфере двигателестроения и использования различных видов топлива. Потенциальные синтетические виды топлива для транспортных средств

будущего // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2005. — № 4. — С. 64-69.

71. Andersson E. Volvo Environmental Database for Fuels // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000-01-2010. — P. 1- 6.

72. Elsbett K., Elsbett L., Elsbett G. et al. Elsbett's Reduced Cooling of DI Diesel Engines without Water or Air // SAE Technical Paper Series. — 1987. — № 870027. — P.101-107.

73. Pflanzenole als Motorentreibstoffe // Landtechnik. — 1993. — Jg. 48 — № 8/9. — S. 51-52, 54.

74. Schneider H.J. Treibstoff vom Feld: Alternative Antriebe: Bio-Masse ermöglicht einen geschlossenen Kohlendioxid-Kreislauf // ACE Lenkrad. — 1991. — Jg. 38. — № 9. — S. 29-31.

75. Onion G., Bodo L.B. Oxygenate Fuels for Diesel Engines: A Survey of World-Wide // Biomass. — 1983. — Vol. 3. - № 2. — P. 77-133.

76. Иващенко Н.А., Марков В.А., Ефанов А.А. Экономические и экологические показатели дизеля с разделенной камерой сгорания при его работе на рапсовом масле // «Решение энергoэкологических проблем в автотранспортном комплексе»: тез. докл. науч.-тех. конф. «3-и Луканинские чтения». — М.: МАДИ (ГТУ), 2007. — С. 17-19.

77. Девянин С.Н., Марков В.А., Коршунов Д.А. Улучшение экологических показателей транспортных дизелей при использовании смесового биотоплива // Безопасность жизнедеятельности. — 2005. — № 12. — С. 27-33.

78. Марков В.А., Коршунов Д.А., Девянин С.Н. Работа дизелей на растительных маслах // Грузовик &. — 2006. — № 7. — С. 33-46.

79. Экспериментальные исследования транспортного дизеля, работающего на смесовом биотопливе / С.Н. Девянин, В.А. Марков, Е.Г. Пономарев и др. // Пути решения энергoэкологических проблем в автотранспортном комплексе: Сборник тезисов докладов науч.-тех. конф. «2-е Луканинские чтения». — М.: МАДИ (ГТУ), 2005. — С. 25-26.

80. Вальехо П., Гусаков С.В., Прияндака А. Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС // Вестник Российского университета дружбы народов. Инженерные исследования. – 2003. - №1. – С. 29-31.

81. Вальехо П. Методика и результаты экспериментально-расчетного определения энергии активации воспламенения дизельного топлива и рапсового масла // Двигатель — 97: Междунар. науч.-тех. конф. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. — С. 120-121.

82. Вальехо П. Р. Применение раздельной подачи топлива растительного происхождения в малоразмерный дизель с целью улучшения его экологических показателей: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М.: Российский университет дружбы народов, 2000. — 16 с.

83. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н., Абелян А.М. Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-238 при его работе на смесевых топливах // Вестник Российского университета дружбы народов. Инженерные исследования. — 2003. — № 1. — С. 5-10.

84. Исследования рабочего процесса тракторного дизеля при работе на смеси дизельного топлива и рапсового масла / Л.Н. Басистый, Луай Ахмед, И.Ю. Олесов и др. // Вестник российского университета дружбы народов. Тепловые двигатели. – 1996. – № 1. – С. 30-36.

85. Бубнов Д.Б. Адаптация дизеля сельскохозяйственного трактора для работы на рапсовом масле: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М.: ВНИИ механизации сельского хозяйства, 1996. — 17 с.

86. Краснощеков Н.В. Савельев Г.С., Шапкайтц А.Д. Применение биомоторных топлив на энергоавтономных сельхозпредприятиях // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1994. — № 11. — С. 4-7.

87. Краснощеков Н.В. Савельев Г.С., Бубнов Д.Б. Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотопливе // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1994. — № 12. — С. 1-4.

88. Патрахальцев Н.Н., Пономарев В.Е., Пономарев Е.Г. Биотопливо для быстроходных дизелей на основе рапсового масла // Совершенствование мощностных и экологических показателей ДВС. — Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 1997. — С. 97-98.

89. Исследование физико-химических показателей альтернативного биотоплива на основе рапсового масла / Марченко А.П., Семенов В.Г., Семенова Д.У. и др. // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Машиностроение. — 2000. — Вып. 101. — С. 159-163.

90. Марченко А.П., Семенов В.Г. Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла // Химия и технология топлив и масел. — 2001. — № 3. — С. 31-32.

91. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. — Харьков: Изд-во Харьковского политехнического института, 2003. — 132 с.

92. Семенов В.Г., Зинченко А.А. Альтернативные топлива растительного происхождения. Определение фракционного и химического составов // Химия и технология топлив и масел. — 2005. — № 1. — С. 29-34.

93. Семенов В.Г. Оптимизация состава бинарного альтернативного дизельного топлива // Химия и технология топлив и масел. — 2003. - №4. — С. 29-32.

94. Семенов В.Г., Семенова Д.У., Слипушенко В.П. Расчет высшей теплоты сгорания биотоплив // Химия и технология топлив и масел. — 2006. — № 2. — С. 46-49.

95. Смайлис В., Сенчила В., Берейшене К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 45-49.

96. Говорун А.Г., Павловський М.В. Переваги використання трикомпонентних сумішевих біодизельних палив // Вісник Національного транспортного університету. — К.: НТУ, 2010. — Випуск 20. 61 – 64 с.

97. Павловський М.В. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників дизеля при використанні біодизельних палив: дис. канд.техн. наук/М.В. Павловский. – К.,2013. – 237с.

98. Сімоненко В.В. Поліпшення екологічних показників міських автобусів використання дизельного біопалив: дис.канд.техн.наук/В.В. Сімоненко. – К.,2016. – 195с.

99. Л.Н. Голубков, А.А. Савастенко, М.В.Эммиль Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебное пособие/– 4-е изд., перераб. – М.: «Легион-Автодата», 2000. 176 с. ил.

100. Ленин И.М., Малашкин О.М., Г.И.Самоль Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей – М :Машгиз,1963, 312 с.

101. Говорун А. Бугрик О.В., Поліпшення паливної економічності та екологічних показників ДВЗ термоелектричною утилізацією теплових втрат // LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. – К.: НТУ, – 2017. – с.41- 42.

102. Бугрик О.В., Говорун А. Г. Використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання // Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. – Миколаїв: ВНЗ «Міжнародний технологічний університет «Миколаївська політехніка», 2016. – с.40-42.

103. И.М.Ленин, А.В.Костров, О.М.Малашкин. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч.1. Теория двигателей и системы их топливоподачи. Учебник для вузов. Изд. 2-е, доп. И перераб. М., «Высш. школа», 1976 – 368 с.

104. Говорун А. Г., Павловський М.В., Назаренко М.Б., Бугрик О.В., Про деякі особливості використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання //Sustemy i srodki transportu samochodowego -Politechnika rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza– Rzeszow- 2016 – Monografia nr.7 –Seria:Transport- с.145 – 150.

105. патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.02.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

106. <http://www.freepatent.ru/patents/2008498>

107. <http://www.freepatent.ru/patents/2037068>

108. Власов П.А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры. – М.: Агропромиздат, 1987. – 127 с.:ил.

109. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов \ 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с., ил.

110. Патент на винахід № 114871 Україна F02M 31/02, F02D 19/06 «Система живлення багатопаливного двигуна» / Говорун А.Г., Бугрик О.В., Краснокутська З.І., Павловський М.В., Подпіснєв В.С. / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.02.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

111. Патент на корисну модель № 122625 Україна, МПК (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 «Спосіб використання присадки до дизельного палива, сумішей дизельного та біодизельного палив» / Бугрик О.В. Говорун А.Г., Клименко О.А., Бугрик О.В / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.04.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

112. <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-0-20>

113. <https://unece.org/transport/vehicle-regulations-wp29/standards/addenda-1958-agreement-regulations-81-100>

114. ГОСТ 20306-90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний

115. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. докт. тухн. наук: 05.04.02, 05.22.10. – Киев. – 1986.

116. Матейчик В.П. Наукові основи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: дис. докт. техн. наук: 05.22.02/ Василь Петрович Матейчик. – К.:НТУ. – 2004. – 368 с.

117. Мержиєвська Л.П. Покращення паливної економічності і зменшення шкідливих викидів автомобілів раціональним регулюванням бензинових двигунів: дис. канд. техн. наук: 05.22.10/Любов Павлівна Мержиєвська. – К.:УТУ. – 1998. – 247 с.

118. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу: Дис. канд. техн. наук: 05.22.10 – К., 2006. – 152 с.

119. Ю.Ф. Гутаревич, Д.В.Зеркалов, А.Г.Говорун та ін. Екологія автомобільного транспорту: Навч.посібник – К.: Основа, 2002. – 312 с.

120. Злотин Г.Н. Изменение динамических и экономических показателей двигателя при разгоне с заводской системой зажигания и в случае использования прибора ППЗ-1/ Г. Н. Злотин, В.А. Треплин // Автомобили, тракторы и их двигатели. — Волгоград, ВПИ, 1971. -С 66-67.

121. Злотин Г.Н. Экономичность карбюраторного двигателя в период открывания дроссельной заслонки / Г. Н. Злотин, Н. А. Мишустин // Автомобили, тракторы и их двигатели. — Волгоград, ВПИ, 1971. -С 62-65

122. Архангельский В.М., Злотин Г.Н. Работа карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах/ В.М. Архангельский, Г. Н. Злотин. – М.: Машиностроение, 1979. – 152 с., ил.

123. Кондрашкин С. И., Контанистов С. П., Семёнов В.М. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля. – Автомобильная промышленность, 1979, №7, с. 24-27.

124. Малашков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих в сцеплении при его быстром выключении. – Автомобильная промышленность, 1974, №12, с.13-17.

125. Львов Е.Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1952. – 388с.

126. Гольд Б.В. Конструирование и расчёт автомобиля. М.: Машгиз, 1962. – 463с.

127. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Граковский Ю.В. – М.: Наука, 1976.–279 с.

128. Volkswagen Passat: Руководство по эксплуатации, техобслуживанию и ремонту. Петрозаводск: Изд-во «Машстрой», 2002. – 344 с.

129. ДСТУ 3649:2010. «Колісні транспортні засоби» URL: https://dnaop.com/html/33994/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_3649_2010

130. ДСТУ 4276:2004 «Система стандартов в области охраны окружающей среды и рационального использования ресурсов. Атмосфера. Нормы и методы измерения дымности отработавших газов автомобилей с дизелями или газодизелями» URL: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=52586

131. Рафалес-Ламарка, Эрнесто Эрнестович. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э. Э. Рафалес-Ламарка, В. Г. Николаев. – Киев: Наукова думка, 1971. – 117 с.: ил.; 20 см.

132. Гнеденко Б.В. Курс теории вероятности: Учебник – Изд. 6-е, перераб. и доп./ Гнеденко Б.В. – М.: Наука. Гл ред. физ. – мат. лит., 1988. – 448 с.

133. Зедгинадзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем/ Зедгинадзе И.Г. – М.: Наука, 1976. – 390 с.

134. Бугрик О.В. Адаптація паливної апаратури сучасних дизелів, що перебувають в експлуатації, при роботі на біопаливах // LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. – К.: НТУ, 2020. – с.41.

135. Ковбасенко С.В. Поліпшення показників транспортних засобів використанням дизельних біопалив з рослинної та утилізованої тваринної сировини/С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, О.В. Бугрик/Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. Науково-технічний збірник. – Національний транспортний університет. – К.№106. – 2019. – с. 40-45.

Публікації у наукових фахових виданнях України.

1. Говорун А. Г., Павловський М.В. Бугрик О.В. Про деякі особливості адаптації біодизельних палив для дизелів сучасних транспортних засобів, що перебувають в експлуатації. // Вісник НТУ. – 2015. – №2(32). – с.49 – 57.

2. Говорун А.Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів використання біодизельних палив, отримуваних з утилізованих відходів сільськогосподарського виробництва // Вісник НТУ. – 2016. № 34. – с.96-104.

3. Бугрик О.В. Перспективи використання біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості в двигунах колісних транспортних засобів // Вісник НТУ. – 2017. – №1(37). – с.35 – 41.

4 Ковбасенко С.В. Поліпшення показників транспортних засобів використанням дизельних біопалив з рослинної та утилізованої тваринної сировини/С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко, О.В. Бугрик/Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. Науково-технічний збірник. – Національний транспортний університет. – К.№106. – 2019. – с. 34-39.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав.

5. Говорун А. Г., Павловський М.В., Назаренко М.Б., Бугрик О.В., Про деякі особливості використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання //Sustemy i srodki transportu samochodowego -Politechnika rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza– Rzeszow-2016 – Monografia nr.7 –Seria:Transport- с.145 – 150.

Публікації апробаційного характеру.

6. Говорун А. Г., Бугрик О.В. 13 Международная научно-техническая конференция // 69-я научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ. Минск. – 2015. – том 2. с.56-57.

7. Говорун А. Г., Бугрик О.В. Особливості використання біодизельних палив в двигунах колісних транспортних засобів // VIII Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», ВНТУ – 2015. с.71-73.

8. Говорун А. Г., Бугрик О.В. Про деякі особливості розширення паливної бази колісних транспортних засобів // Міжнародна науково-практична конференція присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ., Наукові праці збірник тез ХНАДУ – Харків. – 2015. – с.114-115.

9. Говорун А. Г., Бугрик А.В., О некоторых особенностях использования биодизельных топлив в современных дизелях // международная научно-техническая конференция (69-я научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск -2016-том 2 – с.99.

10. Бугрик О.В., Говорун А. Г. Використання біодизельних палив в дизелях з розділеними і нерозділеними камерами згорання // Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. – Миколаїв: ВНЗ «Міжнародний технологічний університет «Миколаївська політехніка», 2016. – с.40-42.

11. Говорун А. Г. Розширення паливної бази двигунів колісних транспортних засобів використанням біодизельних палив, отримуваних утилізацією відходів харчової промисловості / Говорун А. Г., Мержиєвська Л.П., Павловський М.В., Бугрик О.В. // LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету:тези доповідей. - К.: НТУ, 2016.

12. Говорун А.Г., Бугрик А.В., Расчётно-экспериментальные данные использования биотоплива на основе метилового эфира куриного жира в дизелях // Международная научно-техническая конференция (научно-техническая конференция профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ). Минск, 2017.

13. Говорун А. Бугрик О.В., Поліпшення паливної економічності та екологічних показників ДВЗ термоелектричною утилізацією теплових втрат // LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. – К.: НТУ, – 2017. – с.41- 42.

14. А.Г. Говорун Способ снижения выбросов оксидов азота с отработавшими газами при работе двигателя на смесях сжатого природного газа и биогаза / А.Г. Говорун, С.И. Шиманский, А.В. Бугрик //Наука – образованию, производству, экономике: материалы 16-й Международной научно-технической конференции. -Минск: БНТУ, 2018. -Т. 2.

15. М.Б. Назаренко Переваги та недоліки використання біопалив у дизелях КТЗ / М.Б. Назаренко, О.В. Бугрик/Безпека та екологія на дорожньому транспорті.Збірка матеріалів науково-практичної конференції (онлайн),К ДП «ДержавтотрансНДІпроект. – 2020 – с.75-80.

16. Бугрик О.В. Адаптація паливної апаратури сучасних дизелів, що перебувають в експлуатації, при роботі на біопаливах // LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: тези доповідей. - К.: НТУ, 2020. - с.41.

17. М.Б. Назаренко Переваги та недоліки використання біопалив у дизелях КТЗ / М.Б. Назаренко, О.В. Бугрик / Безпека та екологія на дорожньому транспорті. Збірка тез доповідей науково-практичної конференції (онлайн),К ДП «ДержавтотрансНДІпроект. – 2020 – с.48.

Патенти на винахід і корисну модель.

18. Патент на винахід № 114871 Україна F02M 31/02, F02D 19/06 «Система живлення багатопаливного двигуна» / Говорун А.Г., Бугрик О.В., Краснокутська З.І., Павловський М.В., Подпіснєв В.С. / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.02.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

19. Патент на корисну модель № 122625 Україна, МПК (2017.01), F02B 47/00, F02B 51/00 «Спосіб використання присадки до дизельного палива, сумішей дизельного та біодизельного палив» / Бугрик О.В. Говорун А.Г., Клименко О.А., Бугрик О.В / (Україна); Заявник і патентовласник: Національний транспортний університет; заяв. 10.04.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

ДОДАТОК Б

НАЦІОНАЛЬНА
АКАДЕМІЯ НАУК
УКРАЇНИ



NATIONAL
ACADEMY OF SCIENCES
OF UKRAINE

ІНСТИТУТ ГАЗУ**THE GAS INSTITUTE**

03113 Київ, вул. Дегтярівська, 39
тел. (044) 456-44-71
факс (044) 456-88-30
E-mail: ig-secr@i.com.ua
<http://ingas.org.ua>

39 Degtjarivska St., 03113 Kiev, Ukraine
tel. (380 44) 456 44 71
fax (380 44) 456 88 30
E-mail: ig-secr@i.com.ua
<http://ingas.org.ua>

№ *93/р.г-40* Від *11.02.2021.*

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи Бугрика О.В. на тему
«Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням
дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів»

Дисертаційна робота Бугрика О.В. на тему «Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів» присвячена розв'язанню актуальної наукової задачі, яка спрямована на розширення сировинної бази дизельних біопалив шляхом раціональної утилізації або повторного використання відходів виробництва. Цей напрям запобігає забрудненню довкілля, зменшує собівартість біопалив, розширює сировинну базу виробництва моторних палив та підвищує їх енергетичну ефективність використання.

Інститут газу особливо зацікавлений та приймає до використання результати експериментальних і теоретичних досліджень, зокрема:

- рекомендацій щодо пошуку та вибору доцільного складу сумішевого палива на основі відходів утилізованих продовольчих жирів;
- математичні моделі дизеля, які описують його як джерело енергії, споживач палива та джерело викидів шкідливих речовин за роботи на дизельному паливі та суміші дизельного і біодизельного палив на основі метилового ефіру продовольчих відходів;
- експериментальні залежності, що характеризують паливно-економічні, енергетичні та екологічні показники транспортних засобів за роботи їх двигунів на дизельному паливі та сумішах дизельного і біодизельного палив на основі метилового ефіру курячого жиру з врахуванням підігріву такої суміші.

д.т.н., завідувач відділу газових технологій,
в.о. директора,
Інституту газу



Г.В. Жук

012685



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, т.ф. +38 (044) 280 82 03, т. +38 (044) 280 87 63
e-mail: general@ntu.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070915

09.02.2021 № 258/0-1
на № _____

Довідка

про використання результатів дисертаційної роботи
Бугрика Олексія Вікторовича

Основні положення та результати дисертаційної роботи Бугрика О.В. «Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, використовуються у освітньому процесі при підготовці фахівців за спеціальностями: «Галузеве машинобудування», «Автомобільний транспорт» та «Енергетичне машинобудування». Зокрема, під час вивчення дисциплін «Математичне моделювання технологічних процесів», «Використання альтернативних палив на ДТЗ» та інших використовуються:

- математична модель руху легкового автомобіля за режимами європейського їздового циклу за роботи його двигуна на дизельному та біодизельному паливах;
- результати експериментальних досліджень легкового автомобіля за роботи його двигуна на дизельному та біодизельному паливах;
- дослідження впливу підігріву палива на паливно-економічні, енергетичні та екологічні показники дизеля легкового автомобіля за його роботи на дизельному та біопаливі.

Проректор з навчальної роботи,
професор



О.К. Гришук

УКРАЇНА

ДОДАТОК В



ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 114871

СИСТЕМА ЖИВЛЕННЯ БАГАТОПАЛИВНОГО ДВИГУНА

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

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи
10.08.2017.

Заступник міністра економічного
розвитку і торгівлі України

М.І. Тітарчук



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 122625

СПОСІБ ВИКОРИСТАННЯ ПРИСАДКИ ДО ДИЗЕЛЬНОГО
ПАЛИВА, СУМІШЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО І БІОДИЗЕЛЬНОГО
ПАЛИВ

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

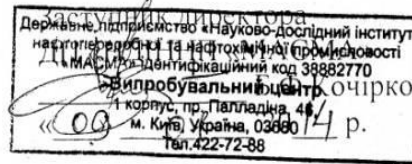
Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні
моделі 25.01.2018.

Заступник міністра економічного
розвитку і торгівлі України

М.І. Тітарчук



ЗАТВЕРДЖУЮ



ПРОТОКОЛ ВИПРОБУВАНЬ

Результати досліджень зразків біодизельного палива, отриманих на
соняшниковій олії та курячому жирі

Найменування показників	Норма згідно з DIN EN 14214	Зразок «соняшникова олія»	Зразок «курячий жир»
1. Вміст метилових ефірів, % не менше	96,5	96,6	96,7
2. Густина за температури 20 °C, кг/м ³ , в межах	(860-900)	879	871
3. В'язкість за температури 40 °C, мм ² /с, в межах	3,5-5,0	4,7	3,8
4. Температура спалаху в закритому тиглі, °C, не менше	120	131	122
5. Масова частка сірки, %, не більше	0,001	< 0,001	< 0,001
6. Коксівність, %, не більше	(0,3)	0,11	0,08
7. Цетанове число, не менше	51	-	-
8. Зольність, %	(0,02)	0,005	0,007
9. Масова частка води, %	(0,05)	0,03	0,04
10. Випробування на мідній пластинці	(клас 1)	витримує	витримує
11. Кислотне число, мг КОН на 1 г палива	0,5	0,36	0,33
12. Масова частка метанолу, %, не більше	0,2	0,17	0,19
13. Масова частка моногліцеридів, %, не більше	0,8	0,78	0,8
14. Масова частка дигліцеридів, %, не більше	0,2	0,15	0,19
15. Масова частка тригліцеридів, %, не більше	0,2	0,2	0,19
16. Масова частка вільного гліцерину, %, не більше	0,02	0,015	0,017
17. Масова частка загального гліцерину, %, не більше	0,25	0,23	0,24
18. Йодне число, не більше	120	70,3	51,1
19. Вміст фосфору, мг/кг, не більше	10	-	-
20. Вміст металів I групи (Na, K), мг/кг, не більше	5,0	-	-
21. Вміст метилового естеру ліноленової кислоти, %	12,0	-	-
22. Температура застигання, °C	-	-	-
23. Температура помутніння, °C	-	-	-
24. Гранична температура фільтрованості, °C	мінус 5 (марка C)	мінус 6	мінус 7

Керівник НДЦ

М.Мартинюк

ПАТ «КОНЦЕРН ГАЛНАФТОГАЗ»
79056, Україна, м. Львів, вул. Пастова, 1
тел.: (032) 298-96-01; факс: (032) 298-96-02
(підприємство, організація, місцезнаходження)

Ідентифікаційний код за ЄДРПОУ 31729918

Форма № 11-НК

Код за ДКУД _____

Гребінківська ВЛ
ПАСПОРТ ЯКОСТІ №1110111/0-3364 / 25
" 26 " 2014 р.

Найменування і марка нафти або нафтопродуктів: Паливо дизельне підвищеної якості (Євро) марки С виду 1
Назва згідно сертифікату відповідності №: UA1.145.0019464-14 - Паливо дизельне ДТ-Л-К5, сорт С, (вміст сірки в паливі - до 10 мг/кг).

Номер нормативного документа на нафтопродукт: ДСТУ 4840:2007

Завод-виробник: ОАО Мозырський НПЗ, м. Мозир, Білорусь Дата виробництва: 13.05.2014

Місце відбору проб: Н/Б "Ресурс-2" - ТзОВ НВП "Порт"

Номер резервуара (транспортного засобу) резервуар №45 рівень наповнення, (мм) _____ кількість (м³) _____

Акт відбирання пробі № _____ від 26.05.2014 р. Проба №64 Проба відібрана згідно вимог ДСТУ 4488:2005

Дата проведення лабораторних випробувань: 26.05.2014 р.

Найменування показника	Одиниці виміру	Норма за нормативним документом	Результат випробування	Метод випробування
Цетанове число		не менше 51	52,3 *	IROX-DIESEL, Eraspec (ГОСТ 3122)
Цетановий індекс		не менше 46	55,1 *	ГОСТ 27768, ДСТУ ISO 4264
Густина за температури 15°C	кг/м³	в межах 820 - 845	820,1	ДСТУ ГОСТ 31072
Вміст поліциклічних ароматичних вуглеводнів	%	не більше 11	1,8 *	ДСТУ EN 12916
Масова частка сірки	мг/кг	не більше 10	9	ДСТУ ISO 20847
Температура спалаху в закритому тиглі	*C	не менше 55	70,1	ASTM D 6450
Коксівність 10%-го залишку	%	не більше 0,30	0,01 *	ГОСТ 19932
Зольність	%	не більше 0,01	0,001 *	ГОСТ 1461
Вміст води		Відс	Відс	ГОСТ 2477
Вміст механічних домішок		Відс	Відс	ГОСТ 6370
Корозія мідної пластинки, клас		не більше 1	1 *	EN ISO 2160
Окиснювальна стабільність	г/м³	не більше 25	10,9 *	ASTM D 2274
Змашувальна здатність: діаметр плями зносу за температури 60°C	мкм	не більше 460	413 *	ДСТУ ISO 12156-1
Кінематична в'язкість за температури 40°C	мм.кв/с	в межах 2,00 - 4,5	2,51 *	ДСТУ ГОСТ 33
Фракційний склад: за температури 250°C випаровується, (B250)	% об.	не більше 65	43,2 *	ГОСТ 2177
Фракційний склад: за температури 350°C випаровується, (B350)	% об.	не менше 85	95,5 *	ГОСТ 2177
Фракційний склад: 95% переганяються за температури	*C	не більше 360	344,3 *	ГОСТ 2177
Гранична температура фільтрованості	*C	не більше -5	-9 *	ГОСТ 22254

Знаком (*) позначають показники, що проставляються лабораторією за паспортом якості вантажовідправника нафти або нафтопродукту

Гарантійний строк зберігання згідно ДСТУ 4840:2007 - 1 р. з дати виробництва

Висновок: за перевіреними показниками проба нафтопродукту "Паливо дизельне підвищеної якості (Євро) марки С виду 1" відповідає вимогам ДСТУ 4840:2007.
Коментар: Температура спалаху та масова частка сірки визначені експрес-методом.

Гребінківська ВЛ. Інженер з якості

Опенько М.О.

Лаборант

(підпис)

(прізвище, ім'я, по батькові)



Паспорт качества № 101793

ТОПЛИВО ДИЗЕЛЬНОЕ класс F

Стандарт: LST EN 590:2009+A1 KN: 27101943 Дата оформления паспорта качества: 2013-11-19

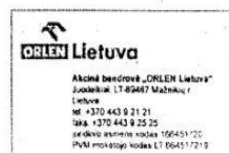
Дата отбора пробы: 2013-11-18 Уровень продукта: 1525 Резервуар №: RZ-47

Показатели качества	Норма	Фактически	Методы
1. Цетановое число, не менее	51,0	51,2	LST EN ISO 5165 LST EN 15195
2. Цетановый индекс, не менее	45,0	53,1	LST EN ISO 4264
3. Плотность при температуре 15 °C, кг/м³	820,0 - 845,0	841,8	LST EN ISO 3675 LST EN ISO 12185
4. Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, %, не более	8	5	LST EN 12916
5. Массовая доля серы, мг/кг, не более	10,0	6,9	LST EN ISO 20846
6. Температура вспышки, °C	выше как 55	57,0	LST EN ISO 2719
7. Коксуемость 10 %-ного остатка, % мас., не более	0,50	0,04	LST EN ISO 10370
8. Зольность, %, не более	0,01	0,01	LST EN ISO 6245
9. Содержание воды, мг/кг, не более	200	17	LST EN ISO 12937
10. Общие примеси, мг/кг, не более	24	2	LST EN 12862
11. Испытание на медной пластинке (3 часа при 50 °C), единицы по шкале, не более	1	1a	LST EN ISO 2160
12. Окислительная стабильность, г/м³, не более	25	5	LST EN ISO 12205
13. Смазывающие свойства, уточненные по диаметру снашивания (wsd 1,4) при 60 °C, мкм, не более	460	373	LST EN ISO 12156-1
14. Вязкость, при 40 °C, мм²/с	2,00 - 4,50	3,10	LST EN ISO 3104
15. Фракционный состав: объем дистилата при температуре 250 °C, % об., не более объем дистилата при температуре 350 °C, % об., не менее 95 % отгон при температуре, °C, не выше	65 85 360	29 92 359	LST EN ISO 3405
16. Предельная температура фильтруемости, °C, не выше	минус 20	минус 20	LST EN 116
17. Объемная доля алкилнитратов, %	определяется **	0,064	LST EN ISO 13759
18. Температура помутнения, °C	определяется **	минус 1	LST EN 23015
19. Объемная доля метил эстера жирных кислот, %, не более	7,0	0	LST EN 14078

Акционерное общество "ОРЛЕН Литвуа" принимая ответственность как производитель, декларирует, что продукт "ТОПЛИВО ДИЗЕЛЬНОЕ класс F" согласно декларации соответствует требованиям LST EN 590:2009+A1

*Значение показателя регламентируется до введения присадки, улучшающей зажигание

**Устанавливается по требованию покупателя



No сертификата соответствия UA1.072.0144737-13

Sigita Žilinskienė

Инженер химик

Продукт в железнодорожные вагон-цистерны №: 74054776 погружен из резервуара RZ-47

КОPIЯ

