

Національний Транспортний Університет
Міністерство освіти і науки України

Національний Транспортний Університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

СОСІДА СЕРГІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.43.057

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ
ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СПИРТОВМІСНОЇ ДОБАВКИ ДО
БЕНЗИНУ

СПЕЦІАЛЬНІСТЬ 142 - ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ГАЛУЗЬ ЗНАНЬ: ЕЛЕКТРИЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Сосіда С.В.

Наукові керівники:

Цюман Микола Павлович

канд. техн. наук, доцент

Гончар Михайло Олександрович

канд. техн. наук, доцент

Київ 2023

АНОТАЦІЯ

Сосіда С.В. Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням при використанні спиртовмісної добавки до бензину.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю: 142 – «Енергетичне машинобудування» (14 – Електрична інженерія). – Національний транспортний університет, Київ, 2023.

На сьогоднішній день суспільство потребує вирішення багатьох логістичних задач які пов'язані з переміщенням вантажу, пасажирів або комбінованих перевезень. Щодня в людства виникає необхідність використовувати транспорт починаючи від легкових автомобілів в якості особистого транспорту і закінчуючи великовантажними комерційними перевезеннями. Основою для вирішення вищезгаданих задач слугують колісні транспортні засоби. Основним джерелом енергії на транспорті являються двигуни внутрішнього згорання, як з іскровим запалюванням (в якості палива використовують бензин, газ) так і з запалюванням від стиску (дизелі, газодизелі). Живляться дані двигуни викопними паливами нафтового походження, які являються непоновлюваними та вичерпають свій ресурс в найближчому майбутньому. Зменшення світових запасів нафти зумовлює необхідність пошуку і впровадження енергозберігаючих технологій і використання альтернативних палив.

Етанол є одним з видів альтернативних палив або ж як добавка, що використовується до палива в двигунах з іскровим запалюванням. Етанол - це відновлюване паливо, що виробляється шляхом переробки сировини сільськогосподарського походження. Дослідженням використання етанолу в якості добавки здійснювали як вітчизняні науковці, так і закордонні. Основою досліджень була оцінка показників економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням при додаванні етанолу зазвичай до 50%. За результатами досліджень було оцінено показники адаптованості системи живлення двигуна з іскровим запалюванням до використання етанолу як добавки до палива. Використання палива з додаванням етанолу зменшує кількість CO та

СН у відпрацьованих газах. Внаслідок використання етанолу виникає незначне збільшення потужності та крутного моменту двигуна при вмісті етанолу в паливній до 20%, але при цьому зростає годинна витрата палива внаслідок меншої нижчої теплоти згорання сумішевого палива. Доцільно дослідити показники ефективності, паливної економичності та показники екологічності при використанні в якості палива бензину з високим вмістом етанолу на двигуна з іскровим запалюванням, системою впорскування і каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне:

1. Дослідженням використання етанолу присвячено багато наукових робіт в яких досліджувались економічні, екологічні та ефективні показники роботи двигуна при живленні сумішшю бензину та етанолу з вмістом останнього до 40%. Актуальним питанням лишається забезпечення ефективності та екологічності двигуна із системою впорскування та нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні бензином з вмістом етанолу понад 40 %.

2. З використанням розробленої методики теоретично обґрунтовано величину максимальної добавки етанолу для двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів, яка не повинна перевищувати 60 % по масі для забезпечення ефективної роботи каталітичного нейтралізатора.

3. Уточнено методику моделювання робочого процесу двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні бензину з високим вмістом етанолу, зокрема, залежності, які описують склад свіжого заряду, робочого тіла в циліндрі та продуктів згорання під час процесів робочого циклу в залежності від вмісту етанолу в паливі. Уточнено методику обробки експериментальних індикаторних діаграм під час живлення двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією

відпрацьованих газів бензином з добавками етанолу до 75%, зокрема, під час аналізу процесу згоряння враховано зміну поточних значень газової сталої та теплоємності робочого тіла залежно від вмісту етанолу в паливі.

4. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що використання палив з спиртовмісною добавкою призводить до підвищення абсолютної витрати палива: витрата палива E75 більша в середньому на 34% ($G_{\text{пал}}^{E75} = 5,831 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$, $G_{\text{пал}}^{E0} = 4,339 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ - середнє значення годинної витрати палива з навантажувальної характеристики при $n=2800 \text{ хв}^{-1}$) ніж витрата бензину і витрата E50 більша в середньому на 21 % ($G_{\text{пал}}^{E50} = 5,278 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$) відповідно, що пов'язано з меншою теплотою згорання палива з спиртовмісною добавкою. Енергетичні показники двигуна досягаються для палива E50 на рівні бензинового двигуна. Використання E75 призводить до збіднення суміші в середньому на 0,02 одиниці по коефіцієнту надміру повітря, що є причиною деякого погіршення енергетичних показників двигуна та зниження ефективності нейтралізації ЗР.

5. За результатами аналізу робочого процесу двигуна при використанні палива з спиртовмісною добавкою встановлено, що використання палива E50 призводить до певного зниження максимального тиску під час згорання порівняно з використанням бензину, проте під час використання палива E75 максимальний тиск такий же як і при живленні бензином. Використання палива, що містить спиртовмісну добавку, призводить до зменшення максимального тиску та температури циклу у зоні низького та частково середнього навантаження. В зоні середніх навантажень значення максимального тиску практично не відрізняється від виду палива. За отриманими ефектами впливу вмісту етанолу на коефіцієнт надміру повітря та температуру продуктів згорання можна зробити висновок, що при використанні палива E50 викиди оксидів азоту будуть дещо меншими ніж при використанні бензину, а використання палива E75 призведе до значного збільшення викидів оксидів азоту внаслідок зменшення ефективності їх нейтралізації. За результатами аналізу результатів

дослідження встановлено, що використання палив з високим вмістом етанолу забезпечує отримання таких же енергетичних показників, що і при живленні бензином, однак, це досягається відмінним від бензину співвідношенням параметрів палива, ККД робочого циклу, коефіцієнтів наповнення та надміру повітря. Зокрема, вміст етанолу в паливі призводить до збільшення індикаторного та ефективного ККД двигуна, що пов'язано з впливом вмісту етанолу у паливі на склад робочого тіла та залежності тиску і температури в циліндрі, а у випадку палива E75 додатково зі збідненням паливоповітряної суміші. За результатами розрахунку масових викидів ЗР можна встановити, що при використанні палив з високим вмістом етанолу викиди CO суттєво знижуються (на 40...80%). При цьому, масові викиди CH дещо зростають внаслідок погіршення ефективності їхньої нейтралізації. Масові викиди CO₂ знижуються на 4,5...15% при використанні палив з високим вмістом етанолу.

6.3 урахуванням дослідженого впливу вмісту етанолу в паливі на індикаторні, ефективні та екологічні показники двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів визначено доцільні межі добавки етанолу до бензину, що дозволяє поліпшити вказані показники, яка має становити до 70 % за масою палива.

Ключові слова: двигун з іскровим запалюванням, паливна економічність, спиртовмісний бензин, витрата палива, двигун, ефективність використання, математична модель, відпрацьовані гази, альтернативні палива, шкідливі викиди, екологічні показники, енергетичні показники, двигун внутрішнього згоряння, підвищення енергоефективності двигуна, потужність двигуна.

Список публікацій здобувача.

Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1) Tsiuman, M.P., Yakovlieva, A., Tsiuman, Y., Dobrovolskyi, O. Sosida, S., Savostin-Koslak, D., "Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control

Efficiency in Spark Ignition Engine,” SAE Technical Paper 2021-01-1232, 2021, DOI:10.4271/2021-01-1232.

URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2021-01-1232/>

Статті у фахових виданнях:

2) Добровольський О.С., Цюман М.П., Ступак Н.С., Сосіда С.В. Вплив добавки спирту до бензину на викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигуна з іскровим запалюванням. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50). С. 57-66.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-057-066.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/057-066.pdf>

3) Гончар М. О., Ніколаєнко В. А., Цюман М. П., Сосіда С. В. Створення та дослідження динамічних моделей ДВЗ у середовищі OpenModelica. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, вип. 101, т. 2, 2023. С. 174-181.

DOI:10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.174-181

URL: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/284486>

4) Сосіда С.В., Цюман М.П. Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2023, – Випуск 57. С. 122-140.

DOI:10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/57/122.pdf>

Публікації апробаційного характеру:

1) Цюман М.П., Сосіда С.В., Клименко В.В. Аналіз способів використання спиртовмісних добавок до бензину в автомобільних двигунах. 76 наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. – К.: НТУ, 2020. – С. 42.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

2) Цюман М.П., Сосіда С.В. Експериментальні дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 77 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2021. С.37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

3) Сосіда С.В. Експериментальне дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 78 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2022. С.26.

URL: <http://surl.li/fgqyb>

4) Сосіда С.В. Аналіз зв'язку параметрів робочого процесу, індикаторних та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням при роботі на паливах з різним вмістом етанолу. Матеріали 79 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2023. С.47.

URL: <http://surl.li/nnfdd>

5) М.П. Цюман, С.В. Сосіда Експериментальне дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням, що живиться спиртовмісним паливом з високим вмістом етанолу. Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу». Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2022. С.232-237.

URL: <http://surl.li/okuaa>

6) Цюман М.П., Сосіда С.В., Садовник І.І., Садовник І.Д. Система моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна, 15-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. (м. Львів, 20 – 21 травня 2021 р.) : Матеріали симпозіуму. Львів, 2021. С. 101-102.

URL: <http://surl.li/okudz>

7) Микола Цюман, Сергій Сосіда Аналіз показників роботи двигуна з іскровим запалюванням при використанні в якості палива суміш бензину та етанолу Міжнародна конференція «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 2022. С. 72-76.

DOI: 10.33744/978-966-632-316-6-2022-1.

URL: <http://surl.li/okuex>

8) Сергій Сосіда Вплив параметрів робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при живленні паливами з різним вмістом етанолу на його енергетичні та екологічні показники. Всеукраїнська наукова конференція здобувачів освіти і молодих учених «Відбудова транспортної інфраструктури України». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 21 червня 2023 року.

URL: <http://surl.li/okuho>

9) Сергій Сосіда, Микола Цюман Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна, третя міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури», Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2023.

URL: <http://surl.li/okuox>

10) Tsiuman Mykola, Sosida Serhii, Tsiuman Vevheniia, Smieszek Mirosław, Mosciszewski Jakub Investigation of parameters of the fuel supply system of the spark ignition engine using alcohol fuels. Transport Means Engineering - Operation, Fuels And Safety - Selected Issues. Monograph No. 23. Series: Mechanical

Engineering. Scientific Editors: Kazimierz Lejda, Pawel Wos. Rzeszów. Publishing House of Rzeszow University of Technology. 2022. 91-100 p.p.

Свідоцтва про реєстрацію авторського права:

1) Літературний письмовий твір наукового характеру «Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine». Цюман М.П., Яковлєва А.В., Цюман Є.С., Добровольський О.С., Сосіда С.В., Савостін-Косяк Д.О. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 116045 Україна. Науковий твір. № с202205464; заявл. 30.11.2022; зареєстр. 23.01.2023

ABSTRACT

Author: S.V. Sosida, Improvement of the fuel economy of the engine with spark ignition when using an alcohol-containing additive to gasoline.

Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy in the field of 142 – "Energy Engineering" (14 – Electrical Engineering). National Transport University, Kyiv, 2023.

In today's society, addressing logistical challenges associated with the transportation of goods, passengers, and combined shipments is of utmost importance. Various forms of transportation, ranging from personal cars to heavy-duty commercial vehicles, are integral to meeting these demands. Wheeled vehicles serve as the backbone for resolving these challenges. Internal combustion engines, whether spark-ignited (using gasoline or gas) or compression-ignited (diesel or gas-diesel), remain the primary source of energy in transportation. These engines are predominantly powered by non-renewable fossil fuels, which are finite and depleting rapidly. The diminishing global oil reserves necessitate the exploration and implementation of energy-efficient technologies and the utilization of alternative fuels.

Ethanol is one such alternative fuel or additive used in spark-ignition engines. Ethanol is a renewable fuel produced through the processing of agricultural raw materials. Both domestic and international researchers have investigated the use of ethanol as an additive, typically in concentrations up to 50%, to assess its impact on the fuel efficiency and environmental performance of spark-ignition engines. Research focused on evaluating the adaptability of spark-ignition engine fuel systems to the use of ethanol as a fuel additive. The addition of ethanol to fuel reduces the emissions of carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC) in exhaust gases. The research results indicate a slight increase in engine power and torque when ethanol constitutes up to 20% of the fuel blend. However, this is accompanied by a higher fuel consumption due to the lower calorific value of the ethanol-blended fuel.

It is pertinent to further investigate the efficiency, fuel economy, and environmental performance indicators when using gasoline with a high ethanol content in spark-ignition engines equipped with fuel injection and catalytic gas neutralization systems.

Based on the results of the dissertation work, the following findings have been established:

1. Many scientific works were devoted to the study of the use of ethanol, in which the economic, ecological and efficient performance of the engine was studied when fueled with a mixture of gasoline and ethanol with a content of the latter up to 40%. Ensuring the efficiency and environmental friendliness of an engine with an injection system and exhaust gas neutralization when fueled with gasoline with an ethanol content of more than 40% remains an urgent issue.

2. Using the refined methodology, the value of the maximum ethanol additive for internal combustion engines with spark ignition, an injection system with feedback and catalytic neutralization of exhaust gases is theoretically justified, which should not exceed 60% by mass to ensure the effective operation of the catalytic converter.

3. The methodology for modeling the working process of an internal combustion engine with spark ignition, an injection system with feedback and catalytic neutralization of exhaust gases when using gasoline with an ethanol content of up to 75% has been clarified, in particular, the dependencies that describe the composition of the fresh charge, the working fluid in the cylinder and combustion products during work cycle processes depending on the ethanol content in the fuel.

4. The method of processing experimental indicator diagrams during powering of an internal combustion engine with spark ignition, an injection system with feedback and catalytic neutralization of exhaust gases with gasoline with ethanol additives up to 75% has been clarified, in particular, during the analysis of the combustion process, the change in the current values of gas constant and heat capacity of the working medium depending on the ethanol content in the fuel.

5. According to the results of experimental studies, it was established that the use of alcohol-containing fuels leads to an increase in absolute fuel consumption: E75 fuel consumption is on average 34% ($G_{\text{пал}}^{E75} = 5.831 \frac{\text{kg}}{\text{h}}, G_{\text{пал}}^{E0} = 4.339 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ - average value of hourly fuel consumption from the load characteristic at $n=2800$ rpm) higher than gasoline consumption на 21 % ($G_{\text{пал}}^{E50} = 5.278 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$) and E50 consumption is on

average 21% higher, respectively, which is associated with lower combustion heat mixed fuel. The energy performance of the engine is achieved for E50 fuel at the level of a gasoline engine. The use of E75 leads to the impoverishment of the mixture by an average of 0.02 units of the excess air coefficient, which is the reason for some deterioration of the engine's energy performance and a decrease in the efficiency of neutralization of harmful substances.

6. According to the results of the analysis of the working process of the engine when using alcohol-containing fuels, it was established that the use of E50 fuel leads to a certain decrease in the maximum pressure during combustion compared to the use of gasoline, however, when using E75 fuel, the maximum pressure is the same as when using gasoline. The use of fuel containing ethanol leads to a decrease in the maximum pressure and temperature of the cycle in the zone of low and partially medium load. In the zone of medium loads, the value of the maximum pressure practically does not differ from the type of fuel. According to the obtained effects of the influence of ethanol content on the coefficient of air excess and the temperature of combustion products, it can be concluded that when using E50 fuel, nitrogen oxide emissions will be slightly lower than when using gasoline, and the use of E75 fuel will lead to a significant increase in nitrogen oxide emissions due to a decrease in the efficiency of their neutralization.

7. According to the results of the analysis of the results of the study, it was established that the use of fuels with a high ethanol content provides the same energy performance as when fueling with gasoline, however, this is achieved by a ratio of fuel parameters, efficiency of the work cycle, filling factors and excess air, which is different from gasoline. In particular, the content of ethanol in the fuel leads to an increase in the indicator and effective efficiency of the engine, which is associated with the effect of the content of ethanol in the fuel on the composition of the working fluid and the dependence of pressure and temperature in the cylinder, and in the case of E75 fuel, additionally with the depletion of the fuel-air mixture.

8. According to the results of the calculation of the mass emissions of the SR, it can be established that when using fuels with a high ethanol content, CO emissions are

significantly reduced (by 40...80%). At the same time, the mass emissions of CH are slightly increasing as a result of the deterioration of their neutralization efficiency. Mass emissions of CO₂ are reduced by 4.5...15% when using fuels with a high ethanol content.

9. Taking into account the studied influence of the ethanol content in the fuel on the indicator, effective and ecological indicators of the internal combustion engine with spark ignition, the injection system with feedback and the catalytic neutralization of exhaust gases, the appropriate limits of the addition of ethanol to gasoline have been determined, which allows to improve the indicated indicators, which should be up to 70% by mass of fuel.

Key words: spark-ignition engine, fuel efficiency, alcohol-containing gasoline, fuel consumption, engine, efficiency of use, mathematical model, exhaust gases, alternative fuels, harmful emissions, environmental indicators, energy indicators, internal combustion engine, increasing engine energy efficiency, engine power .

List of Publications by the Candidate

Articles in publications of foreign countries or in publications of Ukraine, which are included in international scientometric databases:

1. Tsiuman, M.P., Yakovlieva, A., Tsiuman, Y., Dobrovolskyi, O., Sosida, S., Savostin-Koslak, D. "Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine," SAE Technical Paper 2021-01-1232, 2021, DOI:10.4271/2021-01-1232.

URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2021-01-1232/>

Articles in professional publications:

2) Dobrovolskyi, O.S., Tsiuman, M.P., Stupak, N.S., Sosida, S.V. "Influence of alcohol addition to gasoline on emissions of pollutants in exhaust gases of a spark-ignition engine." Bulletin of the National Transport University. Series "Technical Sciences". Scientific and Technical Collection. – Kyiv: NTU, 2021, – Issue 3 (50). Pp. 57-66.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-057-066.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/057-066.pdf>

3. Honchar, M.O., Nikolaenko, V.A., Tsiuman, M.P., Sosida, S.V. "Creation and research of dynamic models of internal combustion engines in the OpenModelica environment." Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Highway University, Issue 101, Vol. 2, 2023. Pp. 174-181.

DOI:10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.174-181

URL: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/284486>

4. Sosida, S.V., Tsiuman, M.P. "Research on the impact of using ethanol-based fuel on indicator parameters, energy efficiency, and environmental performance of an automotive engine." Bulletin of the National Transport University. Series "Technical Sciences." Scientific and Technical Collection. – Kyiv: NTU, 2023, – Issue 57. Pp. 122-140.

DOI:10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/57/122.pdf>

Publications of an Approbatory Nature

1. Tsiuman, M.P., Sosida, S.V., Klymenko, V.V. "Analysis of ways to use alcohol-containing additives to gasoline in automobile engines." Proceedings of the 76th scientific conference of the teaching staff, graduate students, students, and employees of separate structural units of the university. Abstract collection. – Kyiv: NTU, 2020. – Pp. 42.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

2. Tsiuman, M.P., Sosida, S.V. "Experimental studies of the use of alcohol-containing additives to gasoline on engine performance with electronic control system." Materials of the 77th Scientific Conference of the teaching staff, graduate students, students, and employees of separate structural units of the university. Abstract collection. - Kyiv: NTU, 2021. Pp. 37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

3. Sosida, S.V. "Experimental study of the use of alcohol-containing additives to gasoline on engine performance with an electronic control system." Materials of the 78th Scientific Conference of the teaching staff, graduate students,

students, and employees of separate structural units of the university. Abstract collection. - Kyiv: NTU, 2022. Pp. 26.

URL: <http://surl.li/fgqyb>

4. Sosida, S.V. "Analysis of the relationship between the parameters of the working process, indicator, and ecological indicators of a spark-ignition engine when operating on fuels with different ethanol content." Materials of the 79th Scientific Conference of the teaching staff, graduate students, students, and employees of separate structural units of the university. Abstract collection. - Kyiv: NTU, 2023. Pp. 47.

URL: <http://surl.li/nnfdt>

5. Tsiuman, M.P., Sosida, S.V. "Experimental study of fuel economy and environmental performance of a spark-ignition engine powered by alcohol-containing fuel with high ethanol content." International scientific-practical conference "Prospects for the development of automotive transport and infrastructure: challenges of wartime." Collection of abstracts. Kyiv, State Enterprise "DerzhavtotransNDIproekt " 2022. Pp. 232-237.

URL: <http://surl.li/okuaa>

6. Tsiuman, M.P., Sosida, S.V., Sadovnyk, I.I., Sadovnyk, I.D. "Monitoring system for operational efficiency of an automotive engine." 15th International Symposium of Ukrainian Engineers-Mechanics in Lviv. (Lviv, May 20–21, 2021): Symposium Materials. Lviv, 2021. Pp. 101-102.

URL: <http://surl.li/okudz>

7. Mykola Tsiuman, Serhii Sosida. "Analysis of the indicators of the spark-ignition engine operation when using a mixture of gasoline and ethanol." International conference "Improvement of design and operational indicators of cars and machines." Collection of abstracts. Kyiv: NTU, 2022. Pp. 72-76.

DOI: 10.33744/978-966-632-316-6-2022-1.

URL: <http://surl.li/okuex>

8. Serhii Sosida. "Influence of the working process parameters of a spark-ignition engine when fueled with fuels with different ethanol content on its energy and

environmental indicators." All-Ukrainian Scientific Conference of Applicants for Education and Young Scientists "Restoration of Transport Infrastructure of Ukraine". Collection of abstracts. Kyiv: NTU, June 21, 2023.

URL: <http://surl.li/okuho>

9. Serhii Sosida, Mykola Tsiuman. "Research on the impact of using ethanol-based fuel on indicator parameters, energy efficiency, and environmental performance of an automotive engine." Third International Scientific and Practical Conference "Prospects for the Development of Automotive Transport and Infrastructure," Collection of abstracts. Kyiv, State Enterprise "DerzhavtotransNDIproekt" 2023.

URL: <http://surl.li/okuox>

10. Tsiuman, Mykola, Sosida, Serhii, Tsiuman, Vevheniia, Smieszek, Mirosław, Mosciszewski, Jakub. "Investigation of parameters of the fuel supply system of the spark ignition engine using alcohol fuels." Transport Means Engineering - Operation, Fuels And Safety - Selected Issues. Monograph No. 23. Series: Mechanical Engineering. Scientific Editors: Kazimierz Lejda, Paweł Woś. Rzeszów. Publishing House of Rzeszow University of Technology. 2022. Pp. 91-100.

Certificates of Copyright Registration:

1. Literary written work of a scientific nature "Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine." Tsyuman M.P., Yakovleva A.V., Tsyuman Ye.S., Dobrovolsky O.S., Sosida S.V., Savostin-Kosyak D.O. Certificate of copyright registration for work No. 116045 Ukraine. Scientific work. No. c202205464; application filed 30.11.2022; registered 23.01.2023.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	20
РОЗДІЛ 1 ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	27
1.1 Аналіз існуючих альтернативних палив.	27
1.2 Аналіз використання етанолу як добавки до палива.	31
1.3 Висновки до розділу.....	55
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УПРАВЛІННЯ ПОДАЧЕЮ СПИРТОВМІСНОГО ПАЛИВА У ДВЗ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА, ЯКИЙ ЖИВИТЬСЯ СПИРТОВМІСНИМИ ПАЛИВАМИ	56
2.1 Особливості управління подачею палива в двигунах з іскровим запалюванням та системою впорскування зі зворотнім зв'язком.	56
2.2 Математична модель робочого процесу двигуна при використанні спиртовмісних палив.....	69
2.3 Моделювання робочого процесу в циліндрі.....	73
2.4 Моделювання процесів у впускному та випускному трубопроводах	87
2.5 Моделювання теплообміну	91
2.6 Моделювання індикаторних та ефективних показників двигуна	93
2.7 Моделювання екологічних показників двигуна.....	96
2.8 Висновки до розділу.....	99
РОЗДІЛ 3 ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, ТЕХНІЧНІ ТА ПРОГРАМНІ ЗАСОБИ ДЛЯ ЇХ ПРОВЕДЕННЯ.....	100
3.1 Мета, завдання та програма експериментальних досліджень	100
3.2 Об'єкт, технічні та програмні засоби та методика проведення експериментальних досліджень.....	100
3.3 Методика отримання та обробки експериментальних індикаторних діаграм двигуна при використанні спиртовмісних палив.....	108
3.4 Висновки до розділу.....	117

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛІНОМІАЛЬНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА В ОСНОВНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ПРИ ЖИВЛЕННІ ПАЛИВАМИ З РІЗНИМ ВМІСТОМ ЕТАНОЛУ	118
4.1 Результати стендових випробувань.....	118
4.2 Порівняння результатів попереднього теоретичного та експериментального дослідження.....	130
4.3 Результати експериментального дослідження індикаторних показників ...	133
4.4 Визначення поліноміальних залежностей параметрів двигуна в основних режимах роботи при живленні паливами з різним вмістом етанолу	139
4.5 Визначення механічних втрат двигуна та складу паливоповітряної суміші при живленні спиртовмісними паливами	148
4.5 Висновки до розділу.....	151
РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВМІСТУ ЕТАНОЛУ В ПАЛИВІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ, ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА	153
5.1 Перевірка адекватності математичної моделі	153
5.2 Дослідження впливу вмісту етанолу в паливі на параметри стану робочого тіла в циліндрі під час робочого циклу двигуна	167
5.3 Дослідження індикаторних, ефективних та екологічних показників двигуна при використанні спиртовмісних палив в різних режимах роботи	175
5.4 Визначення доцільного значення добавки етанолу до бензині	182
5.5 Висновки до розділу.....	196
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	198
СПИСОК ДЖЕРЕЛ	201
ДОДАТОК А.....	217
ДОДАТОК Б.....	218
ДОДАТОК В	232
ДОДАТОК Г.....	236
ДОДАТОК Д.....	237

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВГ – відпрацьовані газы

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ККД – коефіцієнт корисної дії

НТУ – Національний транспортний університет

СО – оксид вуглецю

СО₂ – діоксид вуглецю

СН – вуглеводні

NO_x - оксиди азоту

FFV - Flexible-fuel vehicle

ЗР – забруднюючі речовини

ВСТУП

Актуальність теми. Необхідність вирішення багатьох логістичних задач які пов'язані з переміщенням вантажу, пасажирів або комбінованих перевезень та використання при цьому автомобільного транспорту, призводить до збільшення використання палив нафтового походження. Основним джерелом енергії на транспорті являються двигуни внутрішнього згоряння, як з іскровим запалюванням (в якості палива використовують бензин, газ) так і з запалюванням від стиску (дизелі, газодизелі).

Зменшення світових запасів нафти зумовлює необхідність пошуку і впровадження енергозберігаючих технологій і використання альтернативних палив. Використання альтернативних палив призводить до зменшення використання викопних палив нафтового походження, а також до зменшення викидів ЗР у навколишнє середовище.

Для України, як країни з великими площами посіву агрокультур та потужним агропромисловим комплексом, перспективним альтернативним паливом може слугувати етанол - це відновлюване паливо, що виробляється шляхом переробки сировини сільськогосподарського походження. Етанол використовують як добавку до бензину для використання в двигунах внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням. При цьому, використовуючи добавку етанолу до бензину не потрібно вносити зміни в конструкція автомобіля, чи двигуна. Використання етанолу як добавки до палива призводить до зменшення викидів ЗР у відпрацьованих газах, що в свою чергу чинить позитивний вплив на стан екології в цілому.

Дослідженням використання етанолу присвячено багато наукових робіт в яких досліджувались економічні, екологічні та ефективні показники роботи двигуна при живленні сумішшю бензину та етанолу з вмістом останнього до 50%. Актуальним питанням лишається робота двигуна із системою впорскування та нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні бензином з високим вмістом етанолу.

Зв'язок роботи з науковими планами темами. Робота виконана згідно плану наукових робіт НТУ на 2019-2021 р.р. за темою «Зниження витрати палива і шкідливих викидів двигунами дорожніх транспортних засобів оптимізацією конструктивних і експлуатаційних факторів» державна реєстрація № 0119U100692, на 2022-2024 р.р. за темою «Поліпшення екологічних показників та паливної економічності двигунів транспортних засобів удосконаленням систем та використанням альтернативних палив» державна реєстрація № 0122U000514, на 2022-2024 р.р. за темою «Підвищення енергетичної ефективності та екологічності автомобільного транспорту використанням активуючих добавок та альтернативних палив з відновлюваної сировини» державна реєстрація № 0122U001201 та плану науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт ДП «ДержавтотрансНДІпроект» на 2021 рік за темою «Експериментальні дослідження впливу застосування альтернативного палива Е40 (суміші бензину з біоетанолом та іншими спиртовмісними сполуками) і бензину, як моторних палив, на екологічні, енергетичні показники та паливну економічність КТЗ, адаптованих і неадаптованих для роботи на біопаливі з вмістом етанолу понад 10% за об'ємом».

Метою роботи являється поліпшення паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні спиртовмісної добавки до бензину.

Для досягнення мети в роботі виконувались наступні завдання:

- 1) Аналіз попередніх досліджень використання етанолу в якості альтернативного палива, або в якості добавки до традиційного палива та його вплив на економічні та екологічні показники роботи двигуна.
- 2) Розробка методики та проведення теоретичного дослідження щодо визначення максимальної величини добавки етанолу до палива.
- 3) Уточнення математичної моделі робочого процесу двигуна при використанні спиртовмісних палив.

4) Проведення експериментальних досліджень впливу добавки етанолу на показники ефективності, економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні паливом з високим вмістом етанолу (50% та 75%).

5) Перевірку адекватності математичної моделі робочого процесу двигуна та математичне моделювання робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при використанні етанолу як добавки до палива у кількості 50% та 75%.

Об'єктом дослідження є індикаторні, ефективні та екологічні показники роботи двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів за його живлення бензином з добавкою етанолу.

Предмет дослідження – визначення доцільного значення добавки етанолу для поліпшення індикаторних, ефективних та екологічних показників роботи двигуна внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів.

Методи дослідження.

Експериментальним методом досліджували:

- паливну економічність, ефективні та екологічні показники роботи двигуна з іскровим запалюванням при використанні етанолу як добавки до палива;
- отримали індикаторні діаграми роботи двигуна з іскровим запалюванням при використанні етанолу як добавки до палива.

Розрахунковим методом досліджували:

- масові викиди ЗР у відпрацьованих газах двигуна з іскровим запалюванням при використанні етанолу як добавки до палива;
- вплив добавки етанолу на склад паливо-повітряної суміші;

- поліноміальні залежності, що описують концентрації та ефективність нейтралізації ЗР у відпрацьованих газах двигуна з іскровим запалюванням при використанні етанолу як добавки до палива, поліноміальні залежності, що описують момент механічних втрат, кут випередження запалювання, тривалість згоряння та показник характеру згоряння;

- індикаторні показники циклу і характеристики тепловиділення двигуна внутрішнього згоряння при використанні етанолу як добавки до палива.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

- запропонована методика теоретичного обґрунтування величини максимальної добавки етанолу для двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при якій зберігається достатня ефективність нейтралізації ЗР у ВГ.

- визначено доцільні межі добавки етанолу до бензину, що дозволяє поліпшити індикаторні, ефективні та екологічні показники двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів.

Удосконалено:

- закономірності зміни параметрів робочого тіла під час процесів робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів;

- закономірності зміни ефективних та екологічних показників двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні бензину з добавками етанолу до 75%.

Дістали подальшого розвитку:

- Методика моделювання робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім

зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні бензину з вмістом етанолу до 75%;

- Методика обробки експериментальних індикаторних діаграм під час живлення двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів бензином з добавками етанолу до 75%.

Практичне значення одержаних результатів.

Практичну цінність становить:

- експериментальні залежності зміни паливної економічності, показників ефективності та екологічності від величини добавки етанолу до палива;

- поліноміальні залежності, що дозволяють визначити вплив добавки етанолу на показники екологічності двигуна, кута випередження запалювання, моменту механічних втрат, тривалості згоряння та показника характеру згоряння;

- залежності індикаторних показників циклу двигуна від величини добавки етанолу до бензину.

Результати дисертаційного дослідження прийняті до використання в Державному підприємстві «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» Міністерства інфраструктури України для розрахунку ефективності методів і засобів підвищення паливної економічності та зниження шкідливих викидів колісних транспортних засобів, які можна впровадити в умовах експлуатації (Додаток Г).

Особистий внесок здобувача.

Основні результати, які викладені в дисертації і подані до захисту отримано здобувачем самостійно. Роботи [86, 87, 88, 89] виконані у співавторстві.

У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належить [86] аналіз попередніх досліджень які виконувались за темою використання етанолу в якості добавки до палива, визначення актуальності дослідження впливу добавки

етанолу в паливі на індикаторні, ефективні та екологічні показники роботи двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів ;

[87] – підготовка випробувальної установки та проведення експериментальних досліджень впливу добавки етанолу на показники ефективності, економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні паливом з високим вмістом етанолу (50% та 75%), опрацювання результатів експерименту;

[88] – теоретичне дослідження показників двигуна з іскровим запалюванням, що живиться паливами які містять етанол, графічне опрацювання отриманих результатів дослідження, порівняння графічних залежностей;

[89] – уточнення математичної моделі робочого процесу двигуна, перевірка адекватності моделювання, опрацювання результатів математичного моделювання, аналіз результатів.

Апробація результатів дисертації.

Теоретичні, методичні та практичні положення дисертаційної роботи представлені у вигляді тез та доповідей на 76, 77, 78, 79 всеукраїнських наукових конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного Університету, другій Міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу», 15-тому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові, Міжнародній конференції «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин», Всеукраїнській науковій конференції здобувачів освіти і молодих учених та третій Міжнародній науково-практичній конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури»,

Публікації: матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 4 наукових працях, з яких 1 статті в іноземному періодичному виданні, яке індексується у БД Scopus (Q3), 3 – у фахових наукових виданнях України та 10 тезах науково-технічних конференцій, також 1 свідоцтво на інтелектуальну власність [додаток А].

Структура та обсяг дисертації.

Робота складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 240 сторінок, включаючи 173 сторінки основного тексту, 147 рисунків, 100 використаних джерела та 5 додатків.

РОЗДІЛ 1

ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Аналіз існуючих альтернативних палив.

Життя теперішнього суспільства неможливо уявити без транспорту, він виконує велику роль в житті кожної людини. Сучасна людина використовує транспорт у всіх видах діяльності: транспортні чи пасажирські перевезення різних об'ємів, побутові і туристичні поїздки, питання логістики, що стосуються надання медичної допомоги або ж пожежної небезпеки тощо.

Джерелом енергії на транспорті слугує двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), що використовує переважно палива нафтового походження, які відносяться до непоновлюваних джерел енергії.

Непоновлювані джерела енергії – це природно утворені й накопичені в надрах планети запаси речовин, здатних за певних умов звільняти енергію, що міститься в них. Такими є викопне органічне паливо (вугілля, нафта, природний газ, торф, горючі сланці), ядерне паливо.

Нафтопродукти з поточним рівнем споживання в найближчі десятиліття будуть вичерпуватися. Зменшення світових запасів нафти зумовлює необхідність пошуку і впровадження енергозберігаючих технологій і використання альтернативних палив.

Відповідно до визначення в Законі України «Про альтернативні палива» [1] альтернативні види палива це - тверде, рідке та газове паливо, яке є альтернативою відповідним традиційним видам палива і яке виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини. Паливо визначається альтернативним, якщо воно:

- повністю виготовлене (видобуте) з нетрадиційних джерел і видів енергетичної сировини або є сумішшю альтернативного і традиційного видів палива в пропорціях, встановлених відповідно до державних стандартів;

- виготовлене (видобуте) з нафтових, газових, нафто-газоконденсатних родовищ непромислового значення, вичерпаних родовищ, з важких сортів нафти тощо і за своїми ознаками відрізняється від вимог до традиційного виду палива.

Нетрадиційні джерела та види енергетичної сировини [2] —це сировина рослинного походження, відходи, тверді горючі речовини, інші природні і штучні джерела та види енергетичної сировини, у тому числі нафтові, газові, газоконденсатні і нафто-газоконденсатні вичерпані, непромислового значення та техногенні родовища, важкі сорти нафти, природні бітуми, газонасичені води, газогідрати тощо, виробництво (видобуток) і переробка яких потребує застосування новітніх технологій і які не використовуються для виробництва (видобутку) традиційних видів палива. Альтернативні палива, що можна використовувати в автомобільному транспорті слід класифікувати за агрегатним станом – рідкі та газоподібні.

До альтернативних видів рідкого палива належать:

- горючі рідини, одержані під час переробки твердих видів палива (вугілля, торфу, сланців);
- спирти та їх суміші, олії, інше рідке біологічне паливо, одержане з біологічної сировини (у тому числі з поновлюваних відходів сільського та лісового господарства, інших біологічних відходів);
- горючі рідини, одержані з промислових відходів, у тому числі газових викидів, стічних вод, виливів та інших відходів промислового виробництва;
- паливо, одержане з нафти і газового конденсату нафтових, газових та газоконденсатних родовищ непромислового значення та вичерпаних родовищ, з важких сортів нафти та природних бітумів, якщо це паливо не належить до традиційного виду.

До альтернативних видів газового палива належать:

- газ (метан) вугільних родовищ, а також газ, одержаний у процесі підземної газифікації та підземного спалювання вугільних пластів;

- газ, одержаний під час переробки твердого палива (кам'яне та буре вугілля, горючі сланці, торф), природних бітумів, важкої нафти;
- газ, що міститься у водоносних пластах нафтогазових басейнів з аномально високим пластовим тиском, в інших підземних газонасичених водах, а також у газонасичених водоймищах і болотах;
- газ, одержаний з природних газових гідратів, та підгідратний газ;
- біогаз, генераторний газ, інше газове паливо, одержане з біологічної сировини, у тому числі з біологічних відходів;
- газ, одержаний з промислових відходів (газових викидів, стічних вод промислової каналізації, вентиляційних викидів, відходів вугільних збагачувальних фабрик тощо);
- стиснений та зріджений природний газ, зріджений нафтовий газ, супутний нафтовий газ, вільний газ метан, якщо вони одержані з газових, газоконденсатних та нафтових родовищ непромислового значення та вичерпаних родовищ і не належать до традиційних вид.

Природний газ [3-13] – це легкозаймистий газовий вид палива, який складається переважно з метану (CH_4) з деякою кількістю інших складових газів, таких як етан, пропан, бутан та інші гази. Він є одним з природних вуглеводнів і зазвичай видобувається зі свердловин під землею або з підземних родовищ нафти. Основні його властивості як моторного палива: октанове число - 100-110, нижча теплота згоряння - 32-36 МДж/м³. Тобто за октановим числом природний газ перевищує бензин і має вищі антидетонаційні якості і тому його можна використовувати у двигунах з високим ступенем стискання. Оскільки природний газ надходить у циліндри в газоподібному стані, то утворює більш однорідну суміш, в результаті чого відбувається більш рівномірний розподіл суміші по циліндрах. Це надає можливість використовувати збіднені паливо-повітряні суміші. Температура горіння природного газу значно більша ніж у бензині і становить 2000 °С. Внаслідок чого збільшується теплове навантаження на деталі циліндро-поршневої групи та системи газообміну двигуна. Зберігати на ТЗ його необхідно у стисненому стані під тиском 200 кгс/см² у спеціальних

товстостінних балонах. Для заправки балонів за такого тиску необхідно будувати автомобільні газонаповнювальні компресорні станції високої вартості, де газ, який надходить газопроводами, очищують, фільтрують і стискають до 25 МПа. Внаслідок цього зменшуються вантажопідйомність транспортного засобу та інтервали заправок, та вартість використання даного альтернативного палива.

В багатьох країнах світу налагоджено виробництво обладнання, необхідного для переобладнання автомобілів для живлення двигуна зрідженим нафтовим газом [3-13] (ЗНГ). Але оскільки його видобуток напряму залежить від видобутку нафти, його не можна назвати повноцінним альтернативним паливом. Нижча теплота згоряння ЗНГ становить 24,8 МДж/л. Високе октанове число ЗНГ (90-100 од.) надає можливість використовувати його для живлення двигунів з іскровим запалюванням з високим ступенем стискання. ЗНГ переважно використовують для живлення серійних бензинових двигунів без конструктивних змін. Порівняльні дослідження роботи двигуна при живленні бензином і зрідженим нафтовим газом показують, що переведення на ЗНГ зменшує викиди СО в 2-4 рази. Викиди ж СН, особливо під час роботи в низьких швидкісних режимах і режимах малих навантажень, зростають у 1,2-1,5 рази.

Біогаз – газ який утворюється при мікробіологічному розкладанні метановим бродінням біомаси чи біовідходів [14, 15]. Твердих і рідких органічних відходів: на звалищах, болотах, каналізації, вигрібних ямах тощо. Добувають з відходів тваринництва, харчової промисловості, стічних вод та твердих побутових відходів (відсортованих, без неорганічних домішок, та домішок неприродного походження). Тобто застосовувати можна будь-які місцеві природні ресурси. Містить до 50..87% метану. Не набув широкого застосування в автомобільному транспорті як паливо, оскільки має нестабільний хімічний склад, а також містить в собі компоненти, що викликають підвищену корозію деталей двигуна.

Біодизель є одним з перспективних рідких видів альтернативних палив, який може замінити або доповнити традиційне дизельне паливо [16, 62]. Його джерело – рослинні масла, отримані з насіння олійних (соя, соняшник, ріпак) або

інших культур. Дизельне біопаливо, отримане з рослинних масел, цілком придатне для стандартних двигунів у чистому вигляді або в суміші зі звичайним дизельним паливом.

Водень – найпростіша та найлегша сполука. Основними перевагами водню серед всіх можливих палив є питома теплота згорання, а також в зв'язку з тим, що водень не має в своєму складі вуглецю, зменшуються викиди токсичних речовин. Водень має значну сировинну базу, оскільки його переважно отримують в результаті піролізу на базі природного газу та нафтопродуктів або електролізу на базі води. Використання водню дає змогу зменшити викиди твердих частинок, оксиду вуглецю (CO) та вуглеводнів (C_mH_n) [43, 60]. В той же час використання водню призводить до збільшення викидів NO_x .

Найпоширеніші спирти, які можливо використовувати в якості палива або добавки до палива є метанол та етанол. Метанол це найпростіший одноатомний спирт, який отримують шляхом сухої перегонки деревини. Основним недоліком метанолу являється його підвищена токсичність. При потраплянні до організму людини може призвести до тяжкого отруєння або сліпоті. При використанні в якості палива призводить до зменшення викидів CO , CH та оксидів азоту NO_x , [66].

1.2 Аналіз використання етанолу як добавки до палива.

Використання викопних палив нафтового походження чинить негативний вплив на стан навколишнього середовища та стан здоров'я людини. Накопичування ЗР в атмосфері, воді та ґрунті з кожним роком зростає. Збільшується парниковий ефект та руйнування озонового шару.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є використання спиртовмісних добавок до палива, наслідком чого є зменшення утворення оксиду вуглецю та вуглеводнів під час згорання палива. Однією з таких добавок являється етанол [17, 61, 70, 71, 78 - 84].

Етанол є одним з видів альтернативних палив або ж як добавка, що використовується до палива в двигунах з іскровим запалюванням [85, 76, 80]. Етанол – це відновлюване паливо, що виробляється шляхом переробки сировини сільськогосподарського походження, тоді як бензин – це викопне паливо на основі нафти.

У галузі виробництва біопалива відрізняють два покоління біопалива. Перше покоління включає в себе біопалива, одержувані на основі "олійних" або "цукроносних" рослин. Використання цих рослин для виробництва палива конкурує з їх використанням для виробництва продуктів харчування. З олійних рослин видобувається олія, яка потім естерифікується для подальшої переробки у дизельне паливо, а з цукроносних рослин отримують етанол методом бродіння. Для біопалива другого покоління використовують органічні відходи, такі як солома, сільськогосподарські відходи, перероблені дерев'яні вироби, стружка та інші відходи деревообробки, а також малоцінні побічні продукти лісозаготівлі. Крім цього, як сировину використовують швидкоростучі культури і сорти дерев, які можуть вирощуватися на невикористовуваних землях.

Процес виробництва етанолу не впливає на баланс вуглекислого газу у навколишньому середовищі, а являє собою цикл існування вуглецю в природі. Рослини поглинають CO_2 і виділяють його під час спалювання палива. Крім того, процес виробництва етанолу можна налагодити з целюлозної сировини, на основі макулатури. Цей спосіб виробництва дозволяє значно зменшити викиди вуглекислого газу майже на 80% порівняно з переробкою макулатури на звалищах [18].

Таблиця 1.1 – Порівняльні результати викидів вуглекислого газу за сценаріями переробки макулатури на звалищі та макулатури в етанол [18].

Шляхи	Добові викиди CO_2 (тонни)	Добове виробництво етанолу (тонни)
Макулатуру на смітник	7531.5	-
Макулатуру в етанол	805.1	426.0

Етанол продається як високооктанове паливо [], яке забезпечує поліпшені експлуатаційні характеристики автомобіля, що впливає на склад

паливо-повітряної суміші [65] та зменшуючи при цьому викиди ЗР у відпрацьованих газах.

Використання сумішей бензину та етанолу зменшує викиди вуглекислого газу від енергоустановок на колісних транспортних засобах. Дослідження показують, що використання бензиново-етанолових сумішей у двигунах з іскровим запалюванням призводить до значного зниження викидів вуглекислого газу, коли вміст етанолу в паливних сумішах становить близько 50% і більше [19]. Проте це значно збільшує масово-об'ємну витрату палива.

Одними із показників якості бензину являється випаровуваність та октанове число. Додавання лише біоетанолу до бензину може виявитись недостатнім для повного вирішення задачі із підвищення детонаційної стійкості та випаровуваності автомобільного бензину тому, що існує проблема нестабільності бензино-спиртової суміші, що проявляється у здатності до розшаровування. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є кавітаційна обробка спирто-вуглеводневих сумішей для створення високооктанових бензинів. Встановлено, що додавання до зразків палив біокомпоненту (етилового спирту) у кількостях 5% та 10% призводить до зниження тиску насиченої пари при підготовці сумішей за допомогою кавітаційного змішування порівняно з механічним змішуванням [20]. Додаткова кавітаційна обробка етанолу посилює його вплив на октанове число.

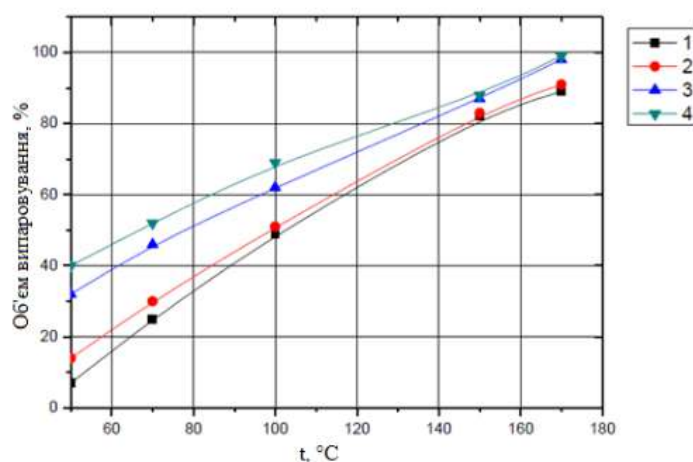
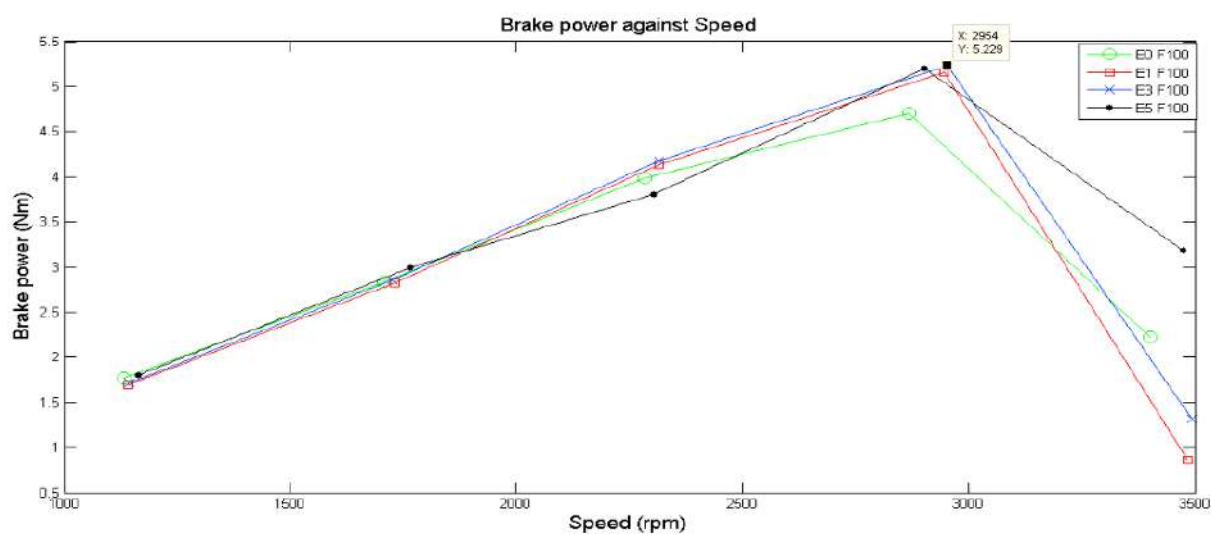
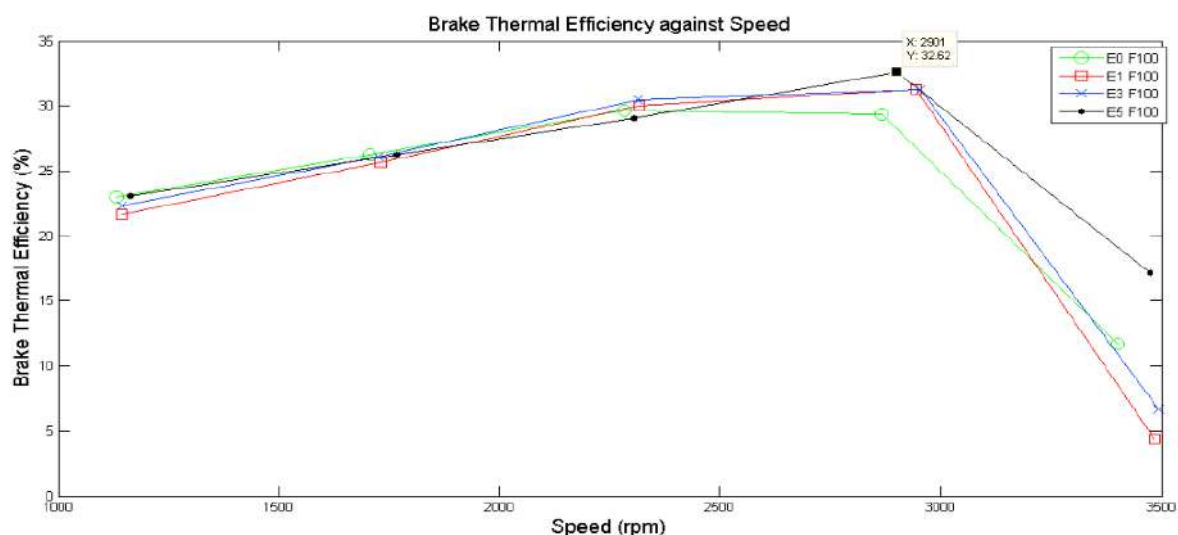


Рисунок 1.1 – Залежність фракційного складу бензину марки А-92 компаундованого кавітаційним змішуванням [20]

В дослідженні [21], що проводилось на одноциліндровому чотиритактному двигуні оснащеному системою прямого впорскування, оцінювали вплив палива з вмістом етанолу до 5% на показники продуктивності при повному та частковому навантаженнях за різних частот обертання колінчастого валу. Встановлено, що при вмісті етанолу в паливі до 5% досягається більша потужність в порівнянні з традиційним бензином. Також зі збільшенням вмісту етанолу зростає тепловий коефіцієнт корисної дії.



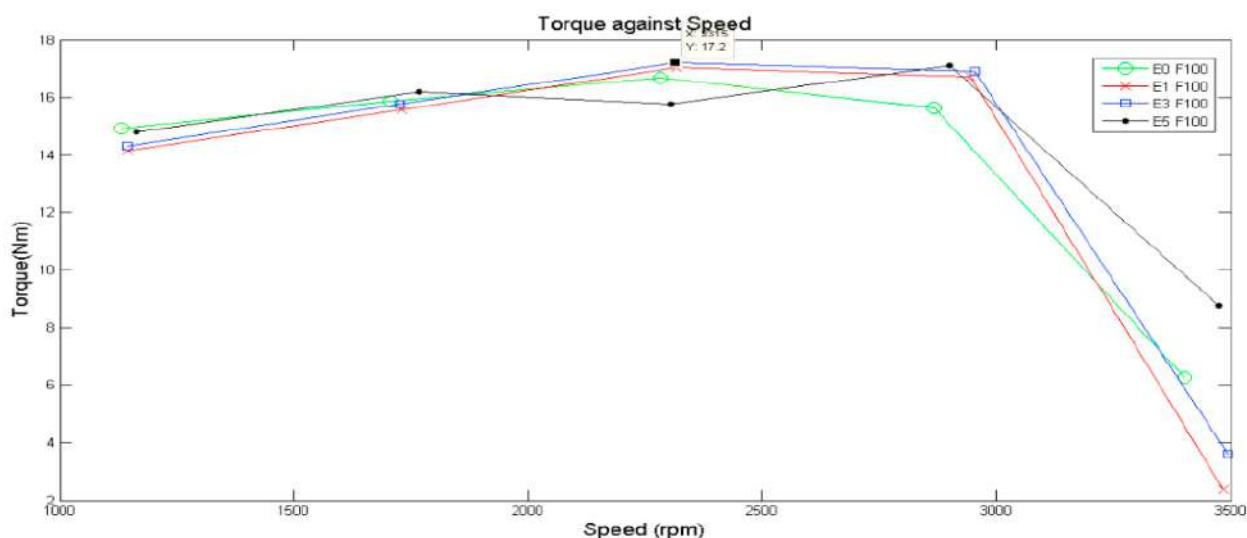
(a)



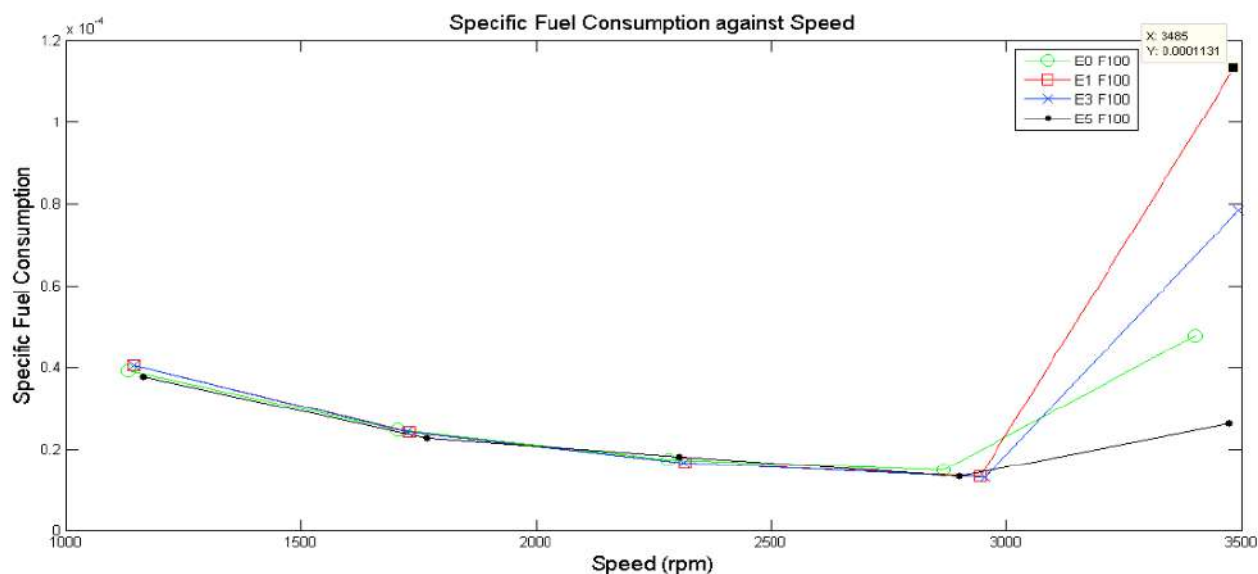
(б)

Рисунок 1.2 – Потужність двигуна (а) та тепловий ККД (б) на паливі з вмістом етанолу до 5%, при повному навантаженні [21]

Аналогічна ситуація прослідковується з крутним моментом. При збільшенні частки етанолу до 5%, досягаються більші значення крутного моменту в порівнянні з бензином, питома витрата палива при цьому зменшується.



(a)



(б)

Рисунок 1.3 – Крутний момент (а) та питома витрата палива (б) двигуна на паливі з вмістом етанолу до 5%, при повному навантаженні [21]

Що стосується абсолютної витрати палива то, у дослідженні [22] встановлено, що абсолютна витрата палива двигуна з іскровим запалюванням та карбюраторною системою живлення, що живиться сумішшю бензину та етанолу

з вмістом останнього до 20%, зростає майже лінійно зі збільшенням вмісту етанолу та швидкості обертання колінчастого валу двигуна.

Досліджувались також і характеристики токсичності при холодному пуску двигуна [23]. Об'єктом дослідження був малолітражний чотиритактний двигун з іскровим запалюванням, системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів. Випробування проводились на стенді з біговим барабаном, що імітує дорожнє навантаження.

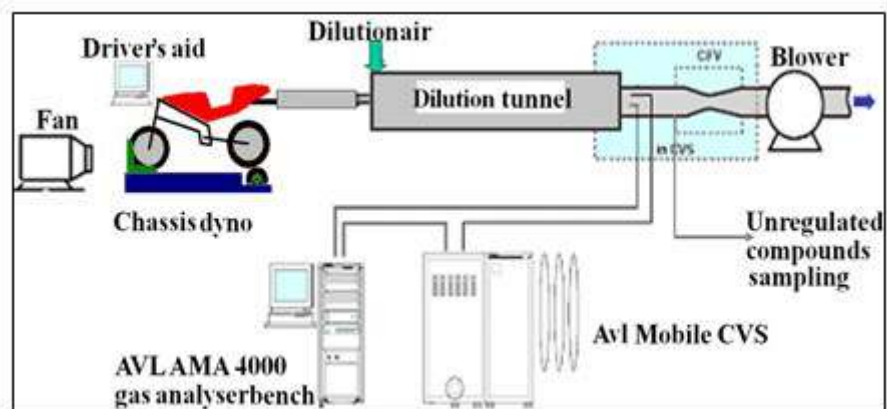


Рисунок 1.4 – Схематичне зображення випробувальної установки [23]

Максимальний вміст етанолу в паливі становив 30%. Встановлено, що бензин, змішаний з етанолом, може забезпечити більше кисню в перехідний процес при холодному запуску для більш повного та ефективного згоряння в циліндрі, що зменшує утворення СО. Висока летючість суміші палива з вмістом етанолу 20% покращує випаровування палива під час перших циклів двигуна, таким чином зменшуючи утворення незгорілого палива. Як наслідок, також зменшується утворення СН від окислення незгорілої суміші етанол-бензин після згоряння.

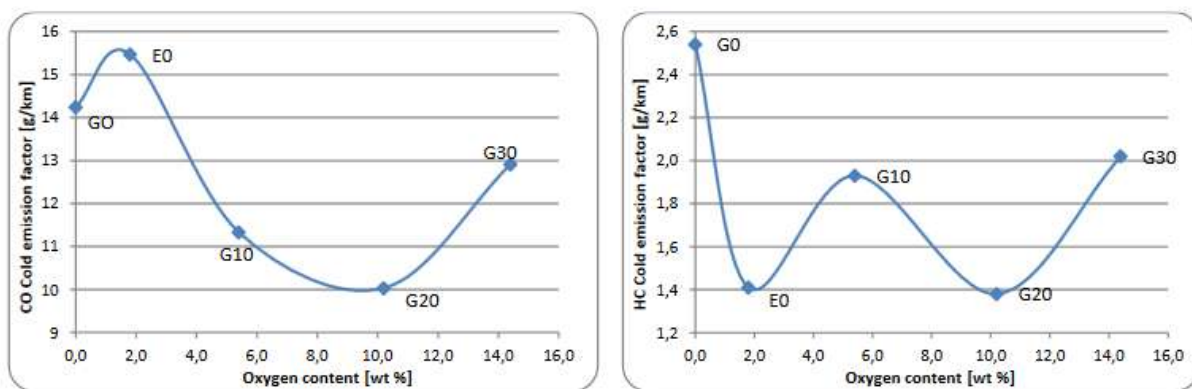


Рисунок 1.5 – Викиди CO та CH під час холодного пуску двигуна [23]

Найбільш ефективно в частині зменшення викидів CO та CH проявило паливо з вмістом етанолу 20%. Паливо з вмістом етанолу 30% демонструє більш високі рівні викидів вуглецю під час холодного пуску, ніж суміші з вмістом етанолу 10 і 20%. Крім того, відбувається неповне згоряння в камері згоряння, пропуски запалювання можуть стати частішими, незгоріле паливо призводить до збільшення викидів вуглеводнів. Незважаючи на те, що двигун обладнано системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком та точним контролем суміші, кількість палива, що впорскується не може бути налаштовано відповідно до умов горіння, що свідчить про недостатню адаптивність системи живлення до використання палив з високим вмістом етанолу.

У двигунах з іскровим запалюванням та безпосереднім впорскуванням палива окрім ЗР продуктів неповного згоряння, оксидів азоту NO_x і CO₂ у відпрацьованих газах має місце також викид твердих частинок. Зі збільшенням вмісту етанолу в бензині, важливо зрозуміти, як змішування етанолу впливає на схильність бензину до утворення твердих частинок. Дане питання розглянуте у дослідженні [24]. Об'єктом дослідження був одноциліндровий двигун з іскровим запалюванням та прямим впорскуванням. У дослідженні використовувалися 2 базових паливних матеріали: бензин і денатурований етанол, що попередньо змішувались до однорідності в різних пропорціях за об'ємом для виключення впливу характеристик палива на процес сумішоутворення. Підвищений вміст етанолу, для палива що містить 20% етанолу, призводить до зниження рівня

твердих частинок за умов раннього впорскування з помірним навантаженням. Спостерігається також загальна тенденція до зменшення твердих частинок із більш раннім часом впорскування. Також визначено критичний коефіцієнт надміру повітря, при якому викиди твердих часток різко зростають.

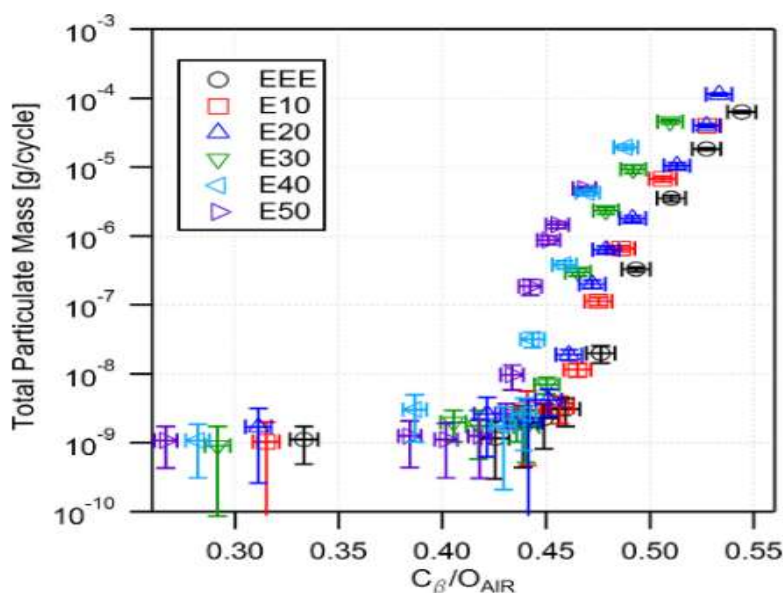


Рисунок 1.6 – Сумарна кількість твердих частинок в залежності від співвідношення палива до повітря в циліндрі за цикл [24]

Викиди з двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, можуть включати в себе тверді частки (сажу), що утворюються під час неповного згорання палива. Основною складовою сажі є вуглець, і вона може включати в себе інші вуглецевмісні сполуки.

Тверді частинки утворюються, коли паливо не повністю спалюється в камері згорання і виходить у вигляді твердих часток. У дослідженні [25] досліджувався вплив тривалості впорскування на процеси сумішоутворення та кількість твердих частинок. Змінюючи момент впорскування, можна було варіювати ймовірність зволоження різних внутріциліндрових поверхонь. Це включало в себе можливість зволоження поршня чи стінки циліндра та впорскування під час періодів підвищеного чи зниженого об'ємного руху суміші. Також досліджено вплив фізичних властивостей пального на викиди твердих

часток за подібних умов в циліндрі. Встановлено, що більш раннє впорскування позитивно впливає на кількість твердих часток та призводить до їх зменшення.

В країнах де більш широкого вжитку набули палива з різним вмістом етанолу також передбачені конструктивні зміни в автомобілі, зокрема це стосується системи живлення двигунів, що використовують такі палива [26, 32].

Flexible-fuel vehicle (FFV) – транспортний засіб на гнучкому паливі, завдяки особливій конструкції може працювати як на бензині так і на суміші бензину та етанолу в пропорції від 5 до 95%.

З того часу, як етанольні FFV стали комерційно доступні в кінці 1990-х років, термін "flexible-fuel vehicle" став синонімом FFV на етанолі. В Сполучених Штатах автомобілі на двокомпонентному паливі також називають «автомобілі на E85». В Бразилії FFV широко відомі як "total flex" або просто "flex" автомобілі. В Європі FFV, також відомі як "Flexifuel" авто. Автовиробники, особливо в Бразилії і на європейському ринку, для вказівки в маркуванні моделі FFV застосовують один з варіантів слова «flex». Наприклад "Volvo Flexifuel", або "Volkswagen Total Flex", "Chevrolet FlexPower" або "Renault Hi-Flex". Компанія Форд продає свою модель Focus в Європі, як "Flexifuel", а в Бразилії як "Flex". У США тільки з 2008 року FFV авто отримали жовту наклейку на люк бензобака лейблом "E85 / Gasoline", щоб відрізнити їх від автомобілів, що працюють тільки на бензині.

Для забезпечення оптимальної роботи двигуна з будь-яким вмістом спирту, в системі живлення передбачено встановлення додаткового датчика, що визначає вміст спирту в бензині.

Призначення – швидке та надійне визначення рівня вмісту спирту по ємнісному типу (відносна діелектрична проникність, при кімнатній температурі бензин – 2,3, спирт – 25).

Вимірювання вмісту етанолу в паливі є хоча і дороговартісною технологією, але зате забезпечує найбільшу точність. В паливопроподі, безпосередньо перед системою впорскування, є два електроди, які омиваються потоком палива. Паливо, що знаходиться в районі електродів стає електричним

елементом в електричному колі. Зі зміною вмісту етанолу змінюються також і опір і діелектрична проникність палива. На підставі цих значень можна розрахувати вміст етанолу, блок управління двигуна може в подальшому використовувати цю інформацію в своїх розрахунках.

Блок управління двигуна відповідним чином змінює різні параметри роботи, наприклад, тривалість впорскування палива або момент випередження запалювання. Вимірювані електричні значення величини сильно залежать від температури палива. Тому датчику потрібне окреме визначення температури палива. Крім того, низька якість палива (наявність в паливі води, забруднень або інших небажаних домішок) впливають на результати вимірювань.

Електричний струм протікає між обома вимірювальними електродами через паливо. Паливо надає постійному струму, що протікає електричний опір. Значення цього опору (R) залежить від рівня вмісту етанолу.

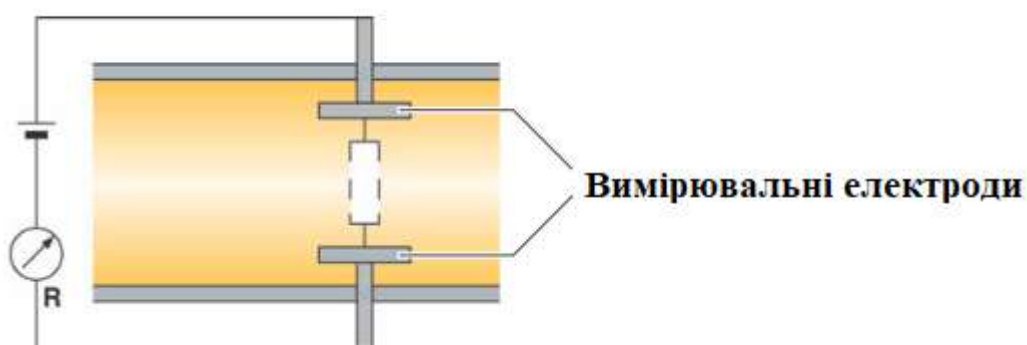


Рисунок 1.7 – Вимірювання опору між електродами датчика вмісту етанолу в паливі [32]

З іншого боку, паливо є також діелектриком, що впливає на електричну ємність конденсатора (утвореного пластинами вимірювальних електродів). Ємність конденсатора (C) можна виміряти, пропускаючи по ланцюгу змінний струм, на її підставі обчислити діелектричну проникність палива і далі відсоток вмісту в ньому етанолу.

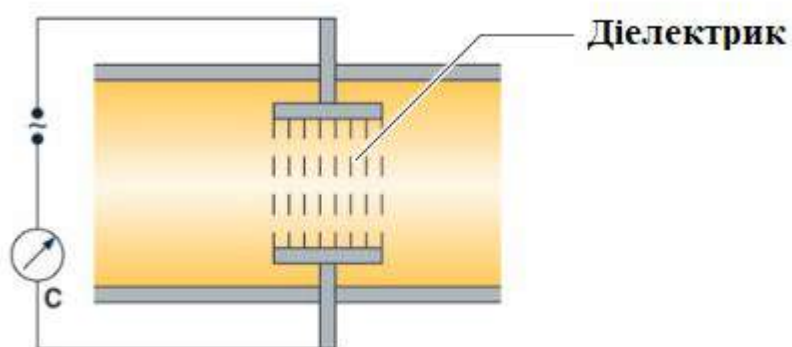


Рисунок 1.8 – Вимірювання ємності між електродами датчика вмісту етанолу в паливі [32]

Температура палива впливає на вимірювані електричні величини. Для обліку цього впливу необхідно додатково вимірювати температуру палива (безпосередньо на датчику).

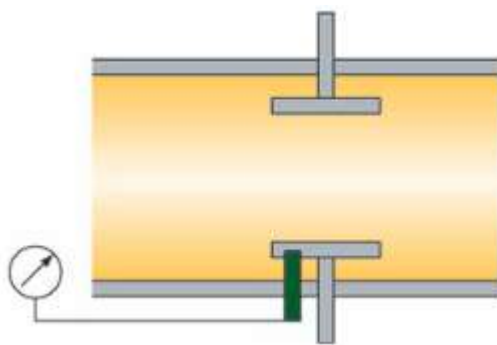


Рисунок 1.9 – Вимірювання температури палива безпосередньо біля датчика вмісту етанолу в паливі [32]

Електроніка в датчику генерує вихідний сигнал, інформація в якому кодується частотою сигналу, і подає його на контакти. Частота сигналу залежить від виміряного значення змісту етанолу і температури палива.

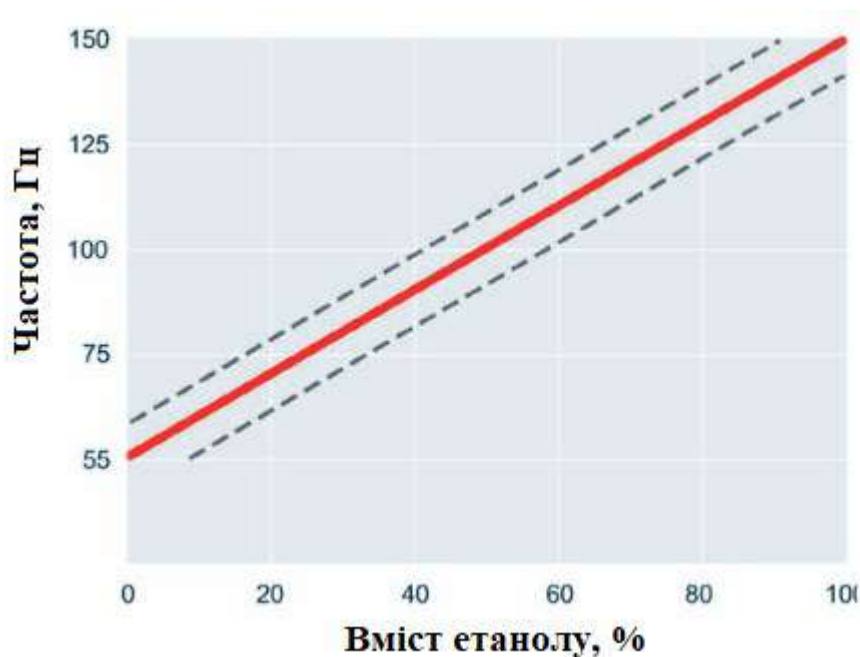


Рисунок 1.10 – Графік залежності сигналу датчика від кількості етанолу в паливі [32]

В дослідженні [27] було оцінено роботу двигуна з іскровим запалюванням електронним керуванням подачею палива та датчиком вмісту етанолу в системі живлення двигуна. Випробування проводились без навантаження для палив з вмістом етанолу 22 та 96%%. Дослідження показує, зростання витрати палива для E96 в порівнянні з E22.

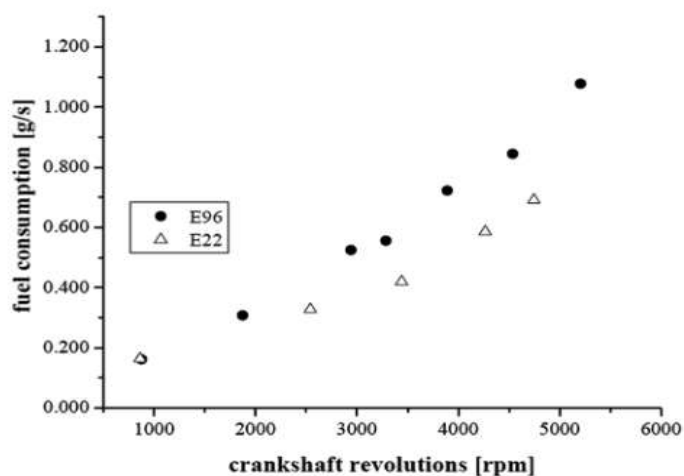


Рисунок 1.11 – Витрата палива двигуном при живленні палива з різним вмістом етанолу в залежності від частоти обертання колінчастого валу [27]

Зі збільшенням вмісту етанолу в паливі підвищується ефективність згоряння, як наслідок зменшується кількість CO та CH у відпрацьованих газах. Значний вплив має добавка етанолу на температуру охолоджуючої рідини, зі збільшенням етанолу зростає також температура, що у свою чергу створює сприятливі умови для утворення оксидів азоту.

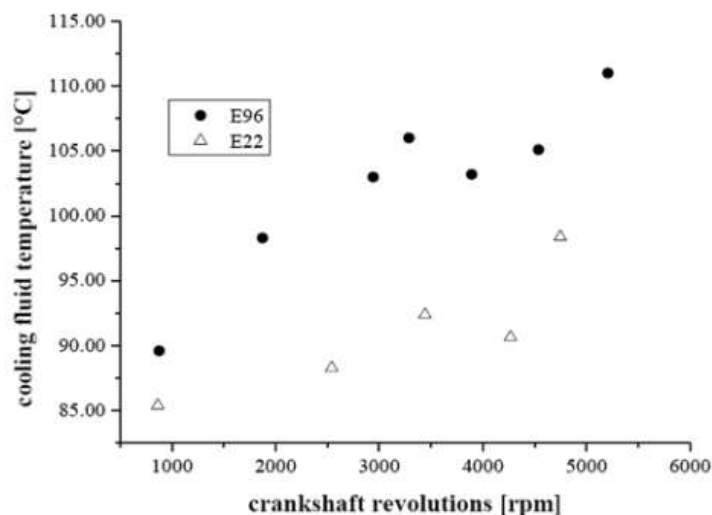


Рисунок 1.12 – Температура охолоджуючої рідини для палив з різним вмістом етанолу в залежності від частоти обертання колінчастого валу [27]

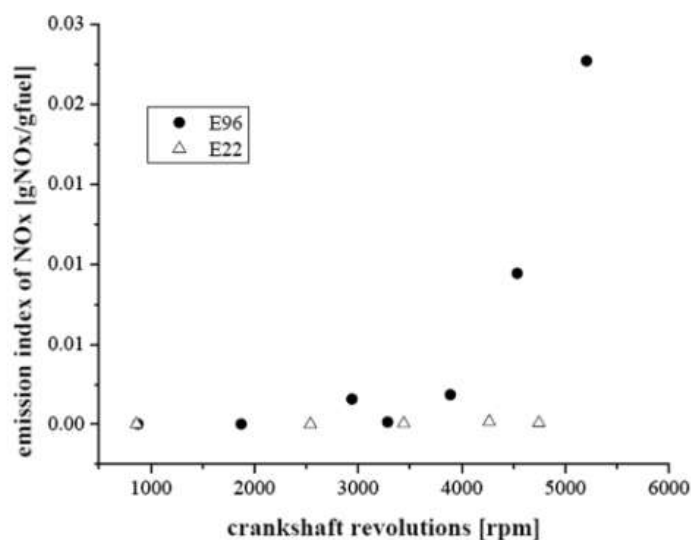


Рисунок 1.13 – Викиди оксидів азоту для палив з різним вмістом етанолу в залежності від частоти обертання колінчастого валу [27]

Окрему увагу приділили різним способам подачі палива [28, 64]. Зокрема у дослідженні [28] об'єктами що досліджувалися були два автомобілі обладнанні датчиками вмісту етанолу в системі живлення, перший об'єкт мав двигун оснащений системою безпосереднього впорскування палива до циліндру та турбонадув, система живлення двигуна другого об'єкту впорскувала паливо у впускний колектор. Обидва об'єкти обладнано трикомпонентними нейтралізаторами. У цьому дослідженні використовувалися три види палива, що відрізняються за вмістом етанолу. Еталонним паливом Е5 була суміш бензину та 5% за об'ємом етанолу, друге паливо мало вміст етанолу 75% за об'ємом, а третє паливо – вміст етанолу 85% за об'ємом. Випробування проводили на стенді, що імітує дорожнє навантаження за різних умов навколишнього середовища, зокрема за температури 22 °C та 7 °C.

Вимірювання показали, що за звичайних умов температури навколишнього середовища (22 °C) викиди CO зменшилися для обох транспортних засобів протягом випробуваних їздових циклів, коли використовувалася паливна суміш з вмістом етанолу 85% в порівнянні з сумішшю де вміст етанолу складав 5%. Тип системи живлення чинить незначний вплив на викиди СН. При безпосередньому впорскуванні палива до циліндру кількість викидів СН дещо менша, ніж при впорскуванні палива до впускного колектору.

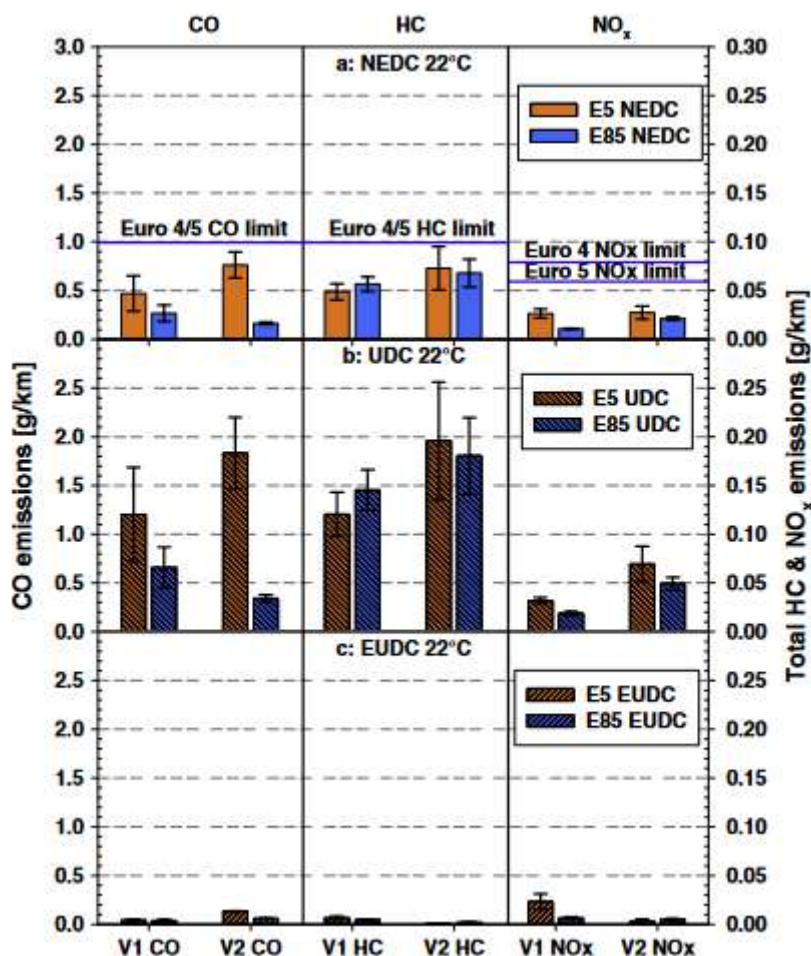


Рисунок 1.14 – Середні значення викидів оксиду вуглецю (CO), загальних вуглеводнів (CH) та оксидів азоту (NO_x) під час тестування автомобілів з паливними E5 та E85 на трьох різних видах їздових циклів: (а) Новий європейський цикл (NEDC), (b) Міський цикл (UDC) та (c) Позаміський цикл (EUDC) при температурі 22 °C [28]

Під час випробувань при низькій температурі при 7 °C як CO, так і загальні викиди CH зросли при використанні палива з високим вмістом етанолу E75, порівняно з E5. Спостерігається різке збільшення кількості викидів CH при безпосередньому впорскуванні палива за низької температури навколишнього середовища. Проте викиди NO_x зменшуються за нижчої температури навколишнього середовища.

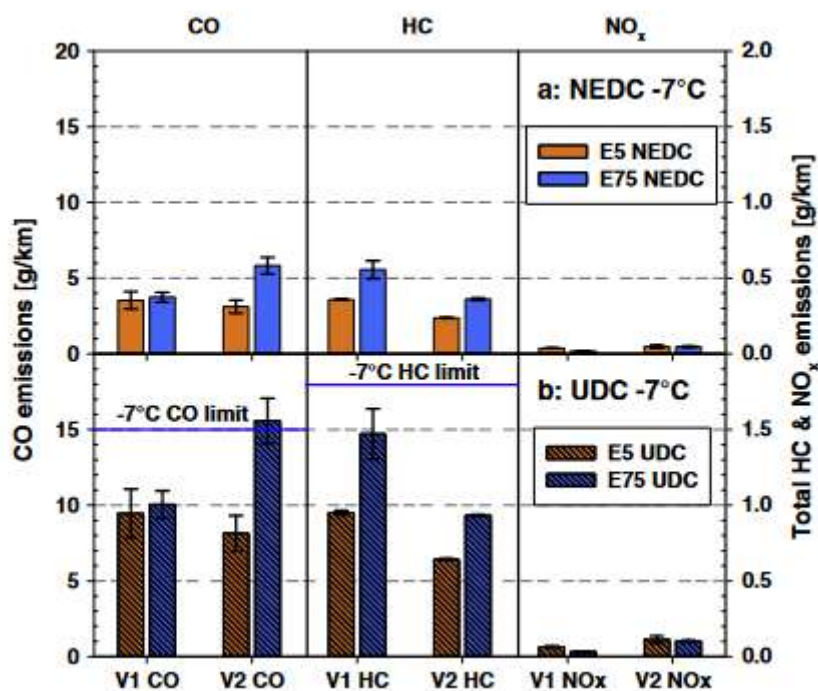


Рисунок 1.15 – Середні значення викидів оксиду вуглецю (CO), загальних вуглеводнів (HC) та оксидів азоту (NOx) під час (а) Нового європейського їздового циклу (NEDC) і (б) Міського їздового циклу (UDC) при температурі -7 °C для автомобілів, які були протестовані на пальних E5 і E75 [28]

Важливим фактором який впливає на характеристики етанолу є спосіб його виробництва, наслідком чого є наявність чи відсутність води в його складі. Розрізняють вологий і абсолютний етанол. Враховуючи цей факт, деякі дослідження спрямовані на визначення ефективності використання вологого етанолу в двигунах з іскровим запалюванням. В дослідженні [29] було експериментально досліджено шум вихлопу, продуктивність і характеристики викидів бензинового двигуна, що працює на суміші бензину з вмістом вологого етанолу 10%, 20% за об'ємом (E10W і E20W) і чистого бензину (E0). Двигун, використаний у цьому дослідженні, був рядним, чотирициліндровим, з іскровим запалюванням та електронним управлінням впорскуванням палива. Експеримент проводився при різних частотах обертання колінчатого валу від 1500 до 5000 хв^{-1} при повному навантаженні з кроком 500 хв^{-1} .

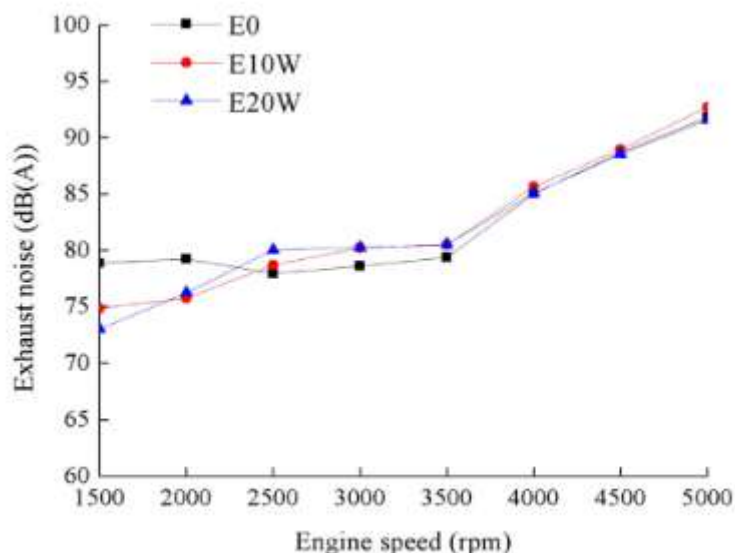


Рисунок 1.16 – Залежність шуму вихлопу від частоти обертання колінчатого валу при живленні двигуна паливами з різним вмістом етанолу. [29]

При живленні двигуна паливом з вмістом етанолу 20% спостерігається зменшення шуму при низьких частотах в порівнянні з шумом який створюється при живленні двигуна паливом без додавання етанолу. З підвищенням обертів двигуна, шум однаковий для всіх палив, отже ефект зниження шуму від вихлопу двигуна має місце тільки при низьких частотах обертання.

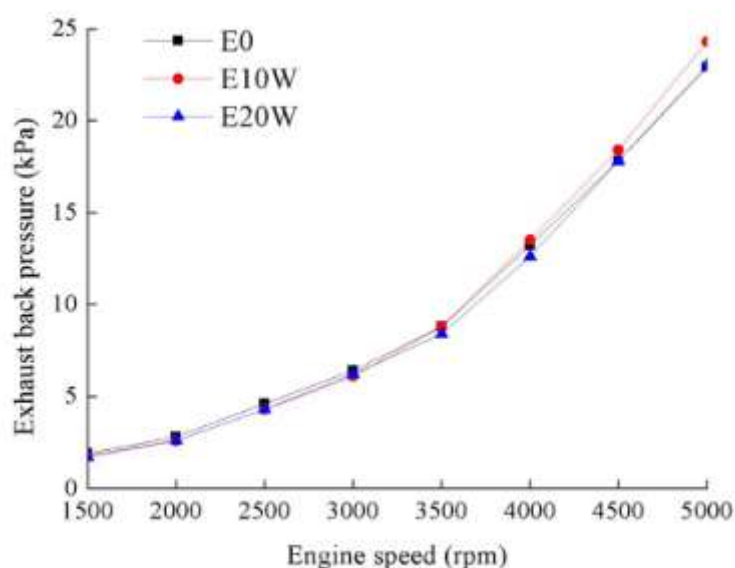


Рисунок 1.17 – Залежність тиску у вихлопній системі від частоти обертання колінчатого валу при живленні двигуна паливами з різним вмістом етанолу [29]

Добавка етанолу до палива практично не впливає на тиск у вихлопній системі, прослідковується лише незначне зростання тиску при підвищених обертах для палива з вмістом етанолу 10%.

Залежність потужності та крутного моменту для трьох видів палива подібна. За умови відсутності будь-якої модифікації двигуна та використання того самого ЕБУ потужність двигуна істотно залежить від фізико-хімічних властивостей використовуваного палива. Прихована теплота випаровування палива що містить вологий етанол стає набагато вищою, як наслідок поглинається більше енергії та знижується температура всмоктуваного повітря, що призводить до вищого об'ємного ККД і вищого середнього ефективного тиску, тому отримано вищі потужність і крутний момент. Крім того, вологий етанол як насичене киснем паливо є сприятливим для більш повного згоряння, що підвищує ефективність згоряння. Спостерігається підвищення питомого ефективного споживання палива для палива, що містить етанол.

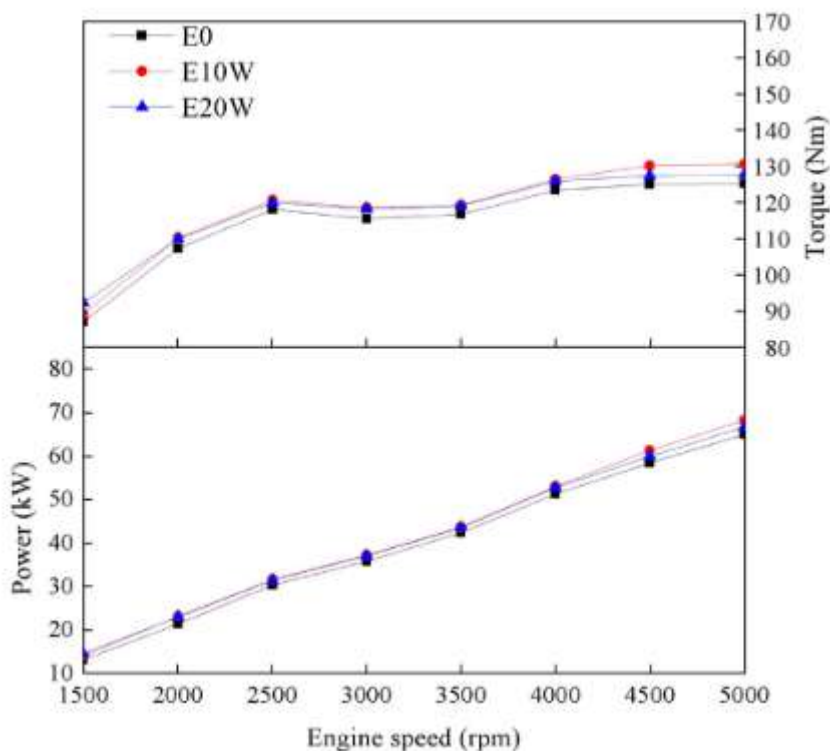


Рисунок 1.18 – Потужність та крутний момент двигуна при живленні паливами з різним вмістом етанолу [29]

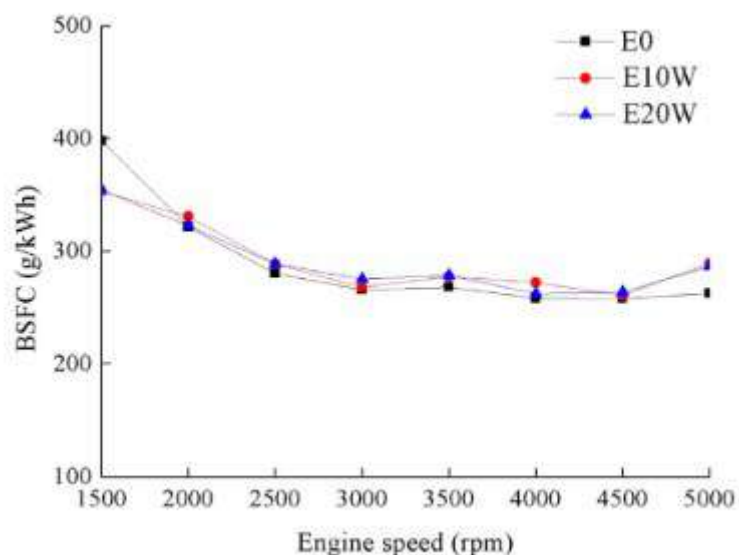


Рисунок 1.19 – Питома ефективна витрата палива двигуна при живленні паливами з різним вмістом етанолу [29]

Зі збільшенням вмісту етанолу в паливі також дещо збільшується коефіцієнт корисної дії двигуна.

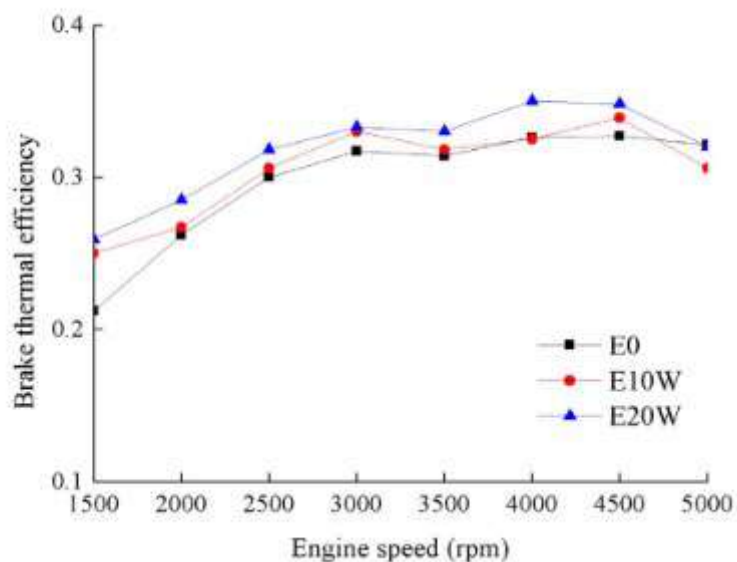


Рисунок 1.20 – ККД двигуна при живленні паливами з різним вмістом етанолу [29]

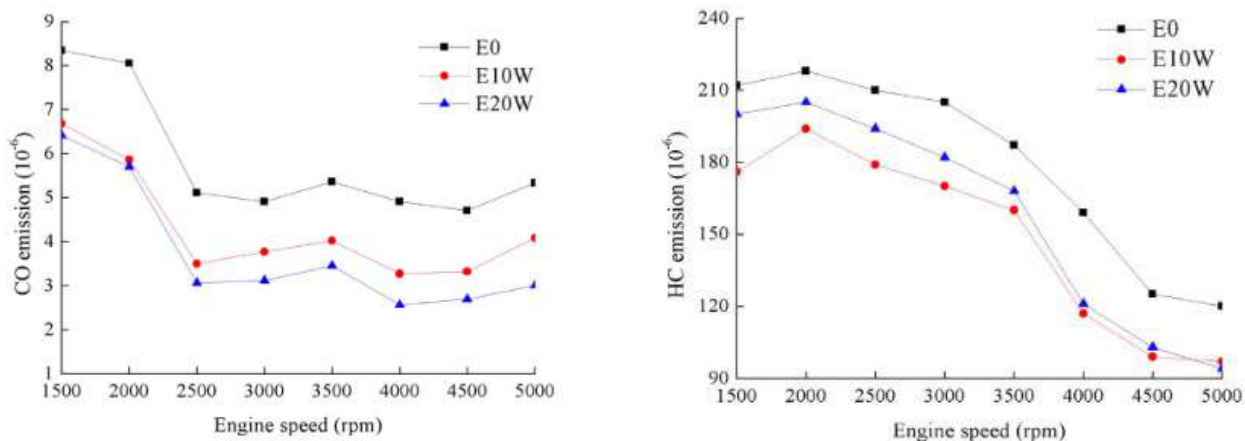


Рисунок 1.21 – Викиди CO та CH у відпрацьованих газах двигуна при живленні паливами з різним вмістом етанолу [29]

Вологий етанол також впливає на кількість CO та CH у відпрацьованих газах. При збільшенні вмісту етанолу, кількість CO та CH зменшується, але оксиди азоту NO_x при цьому збільшуються.

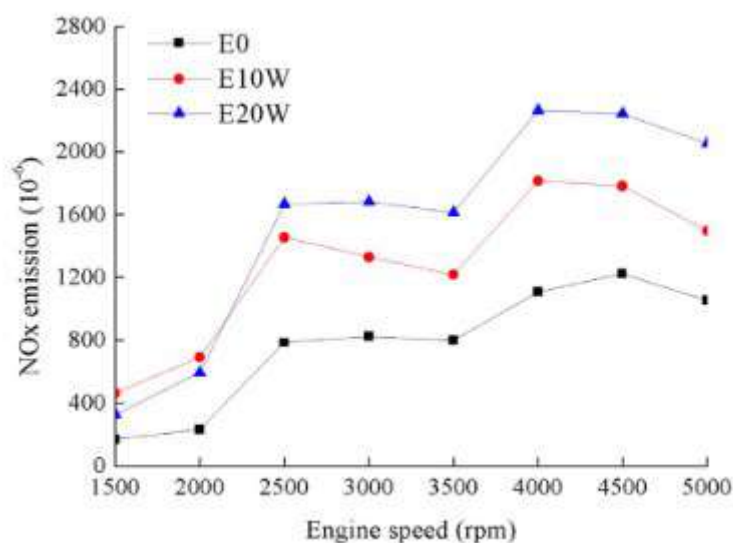


Рисунок 1.22 – Викиди NO_x у відпрацьованих газах двигуна при живленні паливами з різним вмістом етанолу [29]

В дослідженні [30] оцінюється використання сумішей бензину та етанолу в різних пропорціях, використовуючи при цьому зневоднений та вологий етанол від 5 до 85 % на транспортному засобі з двигуном з іскровим запалюванням обладнаним системою прямого впорскування палива, системою

контролю вмісту етанолу в паливі та трикомпонентним каталітичним нейтралізатором, були проводиться відповідно до процедур NEDC і WLTC за температури навколишнього середовища 23 і 7 °C.

Вміст етанолу в паливі не спричинив певної залежності викидів CO₂. Однак при роботі на E85 автомобіль викидав майже на 6% менше CO₂, ніж із сумішами E5–E15. Висока концентрація етанолу в сумішах E85 та E75 зменшила викиди NO_x на 30–55%, але збільшила викиди CO, CH₄, формальдегіду, ацетальдегіду та етанолу (майже 65%, 150%, 100%, 120% і 350 % при 23 °C і 35 %, 185 %, 100 %, 400 % і 390 % при 7 °C) у порівнянні зі сумішами E5, E10 і E15. Нижча температура навколишнього середовища призводить до збільшення кількості всіх ЗР у відпрацьованих газах. У дослідженні також встановлено, що при холодному пуску двигуна, що живиться етаноловмісним паливом, виділяється більше ЗР ніж при роботі прогрітого двигуна.

У дослідженні [31] було визначено вплив вмісту води до 40% у суміші з вологим етанолом на двигун з іскровим запалюванням та його ефективність. Встановлено, що вміст води 30% у суміші з вологим етанолом дозволяє підвищити потужність двигуна. Додаткове регулювання кута випередження запалювання для компенсації збільшення тривалості горіння може підвищити ефективний ККД і знизити питому ефективну витрату палива.

Окрему увагу приділили використанню в якості палива суміші етанолу та бензину при одночасному додаванні водню [63]. Встановлено, що найвищий крутний момент двигуна досягається при використанні E85, але водночас спостерігалось збільшення витрати палива. E85 забезпечив найкращу енергоефективність для збідненої суміші ($\alpha = 1.1$). Додавання невеликої кількості водню (приблизно 0.95% енергії) давав невеликий позитивний ефект лише при використанні палива E10 з $\alpha = 1.1$.

Питаннями оцінки можливості використання етанолу в якості добавки до палива оцінювали і в Україні. Зокрема в роботі [33] було оцінено паливну економічність та екологічні показники двигуна з іскровим запалюванням та карбюраторною системою живлення при додаванні етанолу до палива. В

дослідженні [34] встановлено, що для оптимальної роботи двигуна при використанні етаноловмісного палива слід збільшувати кут випередження запалювання. Аналіз отриманих характеристик показав, що збільшення кута випередження запалювання для палива з вмістом етанолу 10% та 20% дозволяє збільшити ефективний ККД до 2 та 8,4%. Характеристика питомої витрати палива при цьому практично не зазнає змін. Встановлено оптимальний кут випередження запалювання для двигуна при живленні паливом з вмістом етанолу до 20%.

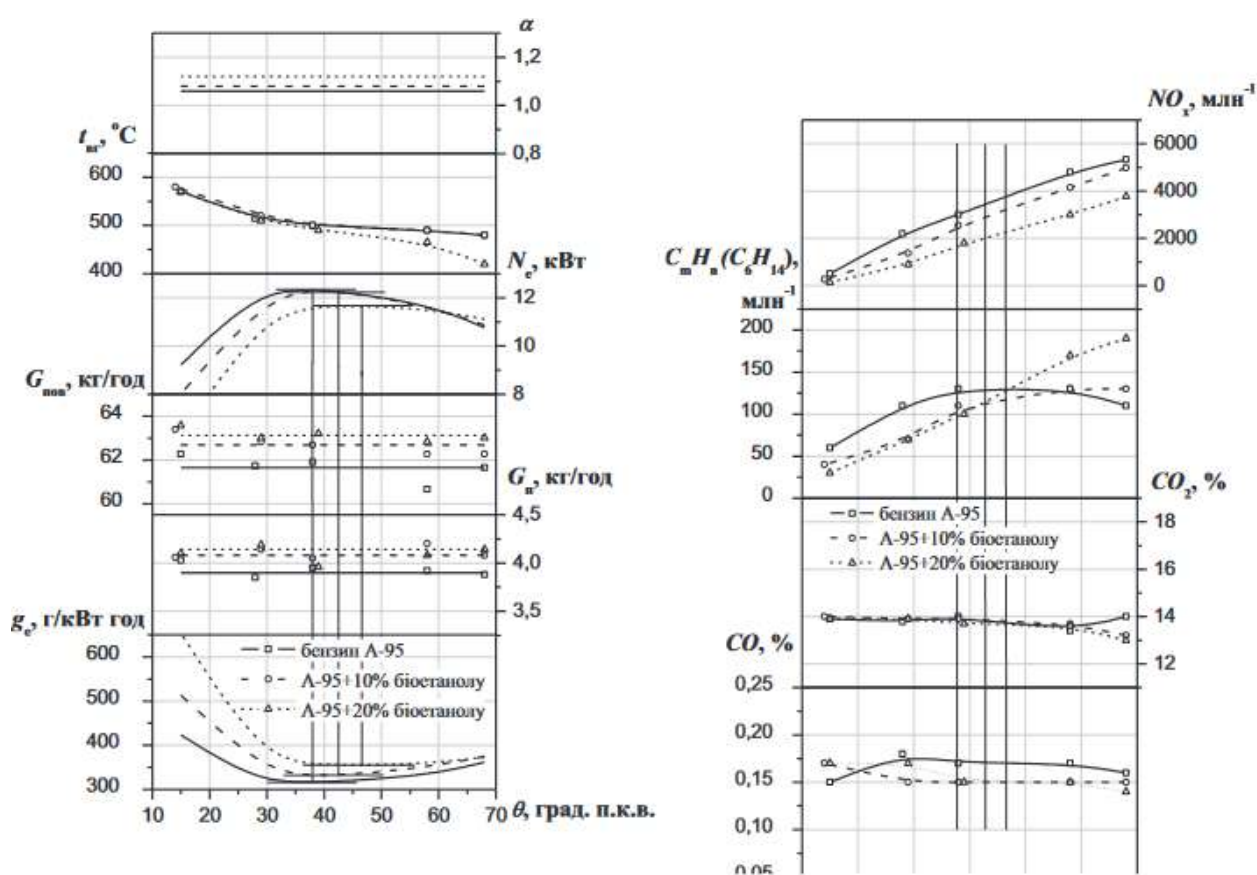


Рисунок 1.23 – Регулювальна характеристика двигуна з карбюраторною системою живлення при живленні паливами з різним вмістом етанолу [34]

Для подолання негативного впливу підвищеної теплоти випаровування сумішей бензину з добавкою біоетанолу на роботу двигуна з іскровим запалюванням оцінено ефективність застосовування додаткового підігріву [35] свіжого заряду паливно-повітряної суміші на впуску. Добавка етанолу складала

10 та 20% за об'ємом. Підігрів свіжого заряду здійснювався постійно примусово електричним підігрівачем. Результатом дослідження було отримання залежностей зміни температури у впускному колекторі від витрати палива при живленні двигуном паливом без додавання етанолу та з додаванням етанолу. Зі збільшенням витрати палива температура свіжого заряду зменшується.

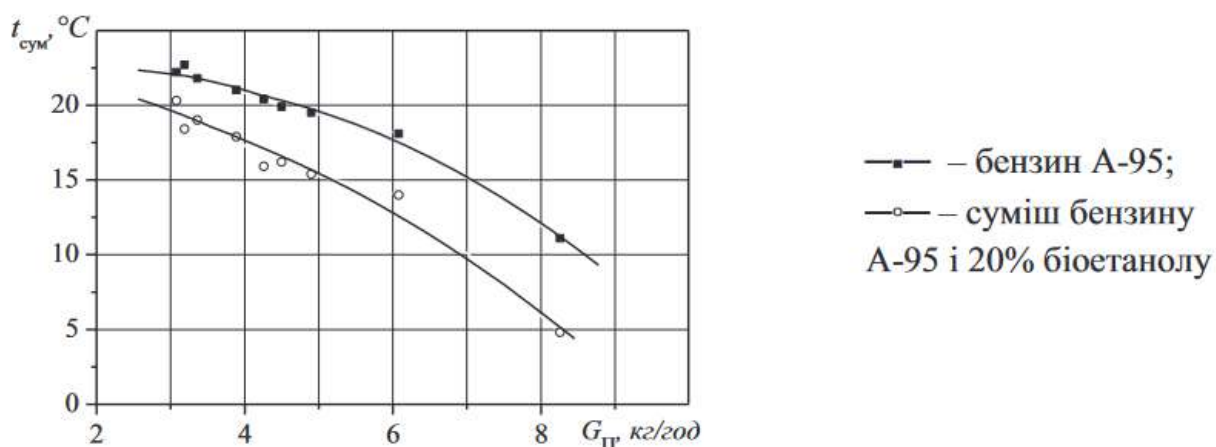


Рисунок 1.24 – Залежність витрати палива від температури у впускному колекторі при живленні паливами з різним вмістом етанолу [35]

Під час дорожніх випробувань, що проводились на автомобілі ЗАЗ-110307 «Славута» було підтверджено дану залежність. Підігрів свіжого заряду зменшує витрату сумішевого палива. З отриманої залежності видно, що використання суміші бензину та етанолу з вмістом етанолу 20% значно зростає витрата палива. Найкраща паливна економічність досягається при використанні в якості палива суміші бензину та етанолу з вмістом останнього 10% та примусовим підігрівом свіжого заряду.

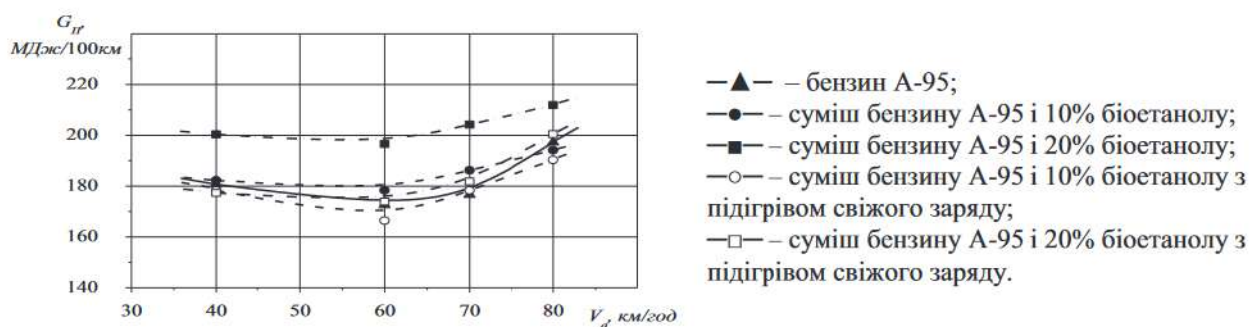


Рисунок 1.25 – Характеристика паливної економічності автомобіля ЗАЗ-110307 «Славута» при живленні паливами з різним вмістом етанолу [34]

Окрему увагу в роботі [44] приділили впливу біоетанолу на кінематичну в'язкість палива, що в свою чергу вимагає зміну перерізу дозуючого органу (головний паливний жиклер) в карбюраторі.

При добавках спиртових сполук до бензину (до 36%) двигун з карбюраторною системою живлення в режимах вище середніх навантажень працює нестабільно, енергетичні показники його різко знижуються [72-75]. Встановлено, що причинами значного збіднення паливо-повітряної суміші в карбюраторному двигуні при використанні великих добавок біоетанолу до бензину крім зменшення теоретично необхідної кількості повітря для згорання одиниці кількості палива при незначному зростанні густини палива є зменшення кількості палива, що поступає в двигун через дозуючі органи карбюратора, зокрема через головний паливний жиклер, як результат більш високої кінематичної в'язкості біоетанолу в порівнянні з бензином.

Досліджувались також показники економічності та екологічності двигунів з електронною системою подачі палива та каталітичної нейтралізації зі зворотнім зв'язком [36, 37, 38, 39]. Дослідження виконані для усталених режимів роботи двигуна з використанням гальмівного стенду. Результати експериментальних досліджень свідчать, що характеристики потужності та крутного моменту, викиди CO та CH та питома ефективна витрата палива для двигуна при живленні бензином з додаванням етанолу суттєво не відрізняються від таких же характеристик двигуна при використанні лише бензину в якості

палива. Однак використання палива з вмістом етанолу 25% за масою викликає збільшення абсолютних витрат палива на 10,8-10,9% і деяке зниження ефективності очищення NO_x. Це призводить до збільшення викидів NO_x при використанні етаноловмісного палива.

1.3 Висновки до розділу

1. Встановлено, що в якості заміни палив нафтового походження можна використовувати різні альтернативні палива, зокрема виготовлені шляхом переробки ресурсів біологічного походження та вторинної переробки сільськогосподарської сировини.

2. При використанні в якості добавки до палива етанолу зі вмістом понад 30% можливе погіршення стабільності роботи двигуна, а також ефективність роботи системи нейтралізації ЗР у відпрацьованих газах. Необхідно адаптувати систему паливоподачі під палива з більшим вмістом етанолу.

3. Використання палива з додаванням етанолу зменшує кількість СО та СН у відпрацьованих газах, але збільшується кількість NO_x. Має місце незначне збільшення потужності та крутного моменту при додаванні етанолу в паливна в кількості до 20%, але при цьому зростає годинна витрата палива внаслідок меншої нижчої теплоти згорання сумішевого палива.

4. В попередніх дослідженнях оцінювались показники ефективності та екологічності в більшості випадків при роботі двигуна на паливі з низьким вмістом етанолу. Доцільно дослідити показники ефективності, паливної економічності та показники екологічності при використанні в якості палива бензину з високим вмістом етанолу на двигуна з іскровим запалюванням, системою впорскування і каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УПРАВЛІННЯ ПОДАЧЕЮ СПИРТОВМІСНОГО ПАЛИВА У ДВЗ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА, ЯКИЙ ЖИВИТЬСЯ СПИРТОВМІСНИМИ ПАЛИВАМИ

2.1 Особливості управління подачею палива в двигунах з іскровим запалюванням та системою впорскування зі зворотнім зв'язком.

Повнота і швидкість згоряння палива визначаються не тільки загальним співвідношенням палива до повітря в суміші, яке характеризується коефіцієнтом надміру повітря α , але і однорідністю суміші, швидкістю, місцем і часом її утворення. Сумішоутворення у двигунах внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням включає у себе комплекс взаємопов'язаних процесів: дозування палива і повітря, розпилювання, випаровування палива і змішування його з повітрям [40]. У двигунах де система живлення передбачає форсунки для впорскування палива, паливо розпилюється, в залежності від особливості системи, або у впускний колектор або безпосередньо до циліндрів. Потрапляючи у середовище з високою температурою воно випаровується, що сприяє більш повному змішуванню вже палива у формі газу з повітрям та як наслідок збільшується наповнення циліндрів свіжим зарядом.

В бензинових двигунах з системою нейтралізації відпрацьованих газів зі зворотнім зв'язком, для найбільш ефективної роботи системи нейтралізації відпрацьованих газів необхідно забезпечити стехіометричний склад паливо-повітряної суміші ($\alpha = 1$). [40, 77]

Для цього в системі випуску відпрацьованих газів передбачено датчик вмісту кисню (лямбда-зонд). Його завданням є визначення вмісту кисню у відпрацьованих газах, що характеризує ефективність згоряння паливо-повітряної суміші у циліндрах двигуна. Сигнал з лямбда-зонда надходить електронного блоку керування двигуном, на основі цього сигналу регулюється склад суміші.

Блок керування двигуном зчитує сигнал з лямбда-зонда та порівнює отримане значення із значенням, еталонним для даного режиму роботи. Якщо поточне значення відрізняється від еталонного, то контролер надсилає команду на збільшення або зменшення тривалості упорскування палива форсунками, тобто здійснюється точне регулювання паливоподачі під той чи інший режим роботи двигуна з досягненням максимальної економії палива та мінімізації шкідливих викидів.

У зв'язку з тим, що теплота згоряння етанолу нижча від бензину, при використанні суміші бензину та етанолу сумарна теплота згорання буде теж нижча. Для вирішення цієї проблеми кількість палива, що впорскується за один раз форсункою, потрібно більше. Але система живлення, яка пристосована для використання лише бензину, має обмежені можливості щодо зміни тривалості впорскування. Це обумовлено як адаптаційними характеристиками системи управління, так і максимальною продуктивністю форсунок. При цьому, тривалість впорскування палива на один робочий цикл не може перевищувати тривалості самого робочого циклу, яка, в свою чергу, залежить від частоти обертання колінчастого валу.

З огляду на можливе зниження експлуатаційних характеристик двигуна внаслідок перевищення тривалістю впорскування палива тривалості робочого циклу, що призведе до значного збіднення суміші та неефективної роботи каталітичного нейтралізатора, необхідно попередньо теоретично дослідити як вміст етанолу у паливі впливатиме на експлуатаційні показники двигуна та можливість ефективної нейтралізації ЗР у відпрацьованих газах.

У якості контрольного діагностичного параметру для дослідження вибрати час впорскування палива та порівнювати це значення із тривалістю робочого циклу при даній частоті обертання. При наближенні цих значень можна робити висновок про вичерпання ресурсів системи по адаптації до даного палива та можливого погіршення експлуатаційних показників.

При виконанні теоретичного дослідження двигуна, виходили з наступних умов:

- витрата повітря двигуном залежить від режиму роботи двигуна та не залежить від складу палива (на основі експериментальних стендових досліджень двигуна [42]);

- система управління двигуном при живленні різними паливами забезпечує визначений склад паливоповітряної суміші (визначений під час експериментальних досліджень: стехіометричний при неповному навантаженні та багата суміш при високому навантаженні).

Для теоретичного розрахунку використовувались розрахункова методика, що дозволяла теоретично розрахувати витрату палива, циклову подачу і час впорскування палив з різним вмістом спирту (від 0 до 100%) за даними характеристик та густини палива.

Годинна витрата палива двигуном визначалася за формулою, *кг/год*:

$$G_{\text{пал}} = \frac{G_{\text{пов}}}{\alpha \cdot l_0}, \quad (2.1)$$

де $G_{\text{пов}}$ – годинна витрата повітря, *кг/год*;

α – коефіцієнт надміру повітря;

l_0 - кількість повітря, теоретично необхідна для повного згорання 1 кг палива, *кг повітря/ кг палива*.

Кількість повітря, теоретично необхідна для повного згорання 1 кг палива, визначалась за формулою, *кг повітря/ кг палива*:

$$l_0 = \frac{28,25}{0,21} \cdot \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_0}{32} \right), \quad (2.2)$$

де g_c – масова частка вуглецю в паливі;

g_H – масова частка водню в паливі;

g_0 – масова частка кисню в паливі.

Час впорскування визначався за формулою, с:

$$\tau_{\text{впорс}} = \frac{q_{\text{ц}} \cdot 10^3}{q_{\text{форс}}}, \quad (2.3)$$

де $q_{\text{ц}}$ – циклова подача палива *мл/цикл*;

$q_{\text{форс}}$ – продуктивність роботи форсунки.

Циклова подача палива визначалась за формулою, *мл/цикл*:

$$q_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{пал}} \cdot 10^3}{120 \cdot n_g \cdot \rho_{\text{пал}}}, \quad (2.4)$$

де $G_{\text{пал}}$ - годинна витрата палива двигуном, *кг/год*;

n_g – частота обертання колінчатого валу, *хв⁻¹*;

$\rho_{\text{пал}}$ – густина палива, *кг/л*.

Густина палива визначалась відштовхуючись від відсоткового співвідношення бензину до спирту. Для бензину густина складає 0,733 *кг/л*, для спирту 0,79 *кг/л*.

Обмеження максимальної тривалості впорскування слугує тривалість робочого циклу.

Тривалість робочого циклу визначалась за наступною формулою, *мс/цикл*:

$$t_{\text{ц}} = \frac{120 \cdot 10^3}{n_d}, \quad (2.5)$$

де n_d – частота обертання колінчатого валу, *хв⁻¹*.

Для визначення масових часток вуглецю водню та кисню слід оцінити елементарний склад рідкого палива. Оскільки паливо є сумішшю багатьох різних вуглеводнів, записати його склад за допомогою хімічної формули важко.

При розрахунках прийнято використовувати спрощену формулу елементарного складу, до якої входять масові частки елементів, що містяться у 1 кг палива [40].

$$g_C + g_H + g_O = 1 \quad (2.6)$$

Для бензину формула матиме вигляд:

$$0,870 + 0,126 + 0 = 1 \quad (2.7)$$

Молекулярна маса спирту:

$$\mu_{C_2H_5OH} = 24 + 6 + 16 = 46 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \quad (2.8)$$

З цього слідує наступне: $\mu_C = 24 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$, $\mu_H = 6 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$, $\mu_O = 16 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$

Масові частки при цьому складатимуть:

$$g_C = \frac{24}{46} = 0,522 \quad (2.9)$$

$$g_H = \frac{6}{46} = 0,13 \quad (2.10)$$

$$g_O = \frac{16}{46} = 0,348 \quad (2.11)$$

Для етанолу, спрощена формула елементарного складу виглядатиме так:

$$0,522 + 0,13 + 0,348 = 1 \quad (2.12)$$

Для отримання точних значень масових часток вуглецю кисню та водню слід в пропорційному співвідношенні визначити їх масові частки, відповідно до відсоткового співвідношення бензин/етанол.

Наприклад, для сумішевого палива, в якому частка бензину складає 75% і етанолу 25% для отримання масової частки вуглецю, слід використовувати формулу:

$$g_c = g_c^{E100} \cdot g_{ет} + g_c^{бенз} \cdot g_б = 0,522 \cdot 0,25 + 0,855 \cdot 0,75 = 0,77175, \quad (2.12)$$

Де g_c^{E100} – масова частка вуглецю для спирту;

$g_{ет}$ – відсоток етилу в паливній суміші (0,25);

$g_c^{бенз}$ – масова частка вуглецю для бензину;

$g_б$ – відсоток бензину в паливній суміші (0,75).

Змінюючи в формулі (2.13) відсоткове співвідношення бензину та спирту можна дізнатись масові частки вуглецю для палива з будь яким вмістом етанолу. За аналогічною формулою можна визначити масові частки кисню та водню.

В результаті проведеного теоретичного дослідження було визначено вплив вмісту етанолу у суміші з бензином на масові частки вуглецю g_c , водню g_h , та кисню g_o у паливі, теоретичну необхідну кількість повітря для згоряння даного палива l_0 , густину палива та коефіцієнт корекції часу впорскування (по відношенню до часу впорскування бензину без вмісту етанолу).

Порівнюючи час тривалості впорскування бензину та сумішевого палива отримано коефіцієнт корекції як відношення часу тривалості впорскування сумішевого палива до часу впорскування бензину у відповідному режимі роботи.

Як видно з результатів, наведених у Таблиці 2.1, масові частки вуглецю g_c з збільшенням вмісту етанолу від 0 до 100% зменшуються з 0,855 до 0,522, масові частки водню g_h зменшуються з 0,145 до 0,13, а масові частки кисню g_o навпаки збільшуються з 0 до 0,348. У зв'язку з появою у паливі додаткових

частинок кисню, зменшується теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива з 14,82 до 8,98. Густина палива зростає з 0,733 до 0,79. Розрахунковий коефіцієнт корекції часу впорскування для палива з 100% вмістом етанолу становить 53%. З цього слідує, що за умови корекції тривалості впорскування системою управління двигуном до 53%, можливе використання 100% етанолу як палива.

Таблиця 2.1 – Результати попереднього теоретичного дослідження

Паливо	g_c	g_n	Розрах. Коеф. Корекц.	g_o	l_o	$\rho_{\text{пал}}$
бензин	0.855	0.145	1	0	14.81964	0.733
E15	0.80505	0.14275	1.050589	0.0522	13.94339	0.74155
E25	0.77175	0.14125	1.088165	0.087	13.35922	0.74725
E35	0.73845	0.13975	1.12931	0.1218	12.77505	0.75295
E50	0.6885	0.1375	1.198861	0.174	11.89879	0.7615
E60	0.6552	0.136	1.251391	0.2088	11.31463	0.7672
E75	0.60525	0.13375	1.341489	0.261	10.43837	0.77575
E90	0.5553	0.1315	1.448457	0.3132	9.562116	0.7843
СПИРТ E100	0.522	0.13	1.531573	0.348	8.977946	0.79

Для перевірки адекватності теоретично розрахованих параметрів виникла необхідність попередньо експериментально оцінити можливість системи подачі палива корегувати параметри впорскування при використанні палива з високим вмістом етанолу.

В експериментальному дослідженні в якості палива використовувався бензин з вмістом етанолу 50, 75, 90% та 100% етанол. Дослід проводили на двигуні VW BBU в режимі підтримання мінімальної частоти обертання колінчатого валу без навантаження. Робочі параметри системи управління двигуном визначались шляхом підключення до діагностичної колодки OBD з використанням відповідного апаратного і програмного забезпечення [41].



Рисунок 2.1 – Зображення монітору персонального комп'ютера при підключенні до діагностичної колодки OBD з використанням відповідного апаратного і програмного забезпечення.

Відповідно до результатів експерименту було встановлено наступне. Мінімальна частота обертання колінчастого валу двигуна зростає, зі збільшенням етанолу в бензині, з 708-720 хв^{-1} при використанні суміші бензину та етанолу в відношенні 1:1 до 720-750 хв^{-1} , при використанні 100 % етанолу. Кут випередження запалювання змінюється з -5 градусів до -7 градусів. Збільшується температура охолоджуючої рідини 86°C до 90°C. Зростає температура у впускному колекторі з 30°C до 38°C. Тривалість впорскування збільшується з 4 мс до 5 мс. Коефіцієнт надміру повітря набуває максимального значення 1,08 при використанні 100% етанолу та тримається в межах 1 при використанні суміші з вмістом етанолу до 75%. Ступінь лямбда-корекції становить 16-19% для 50%

етанолу та зростає до максимального значення 25% при використанні 90% етанолу.

З результатів проведеного дослідження можна зробити висновок, що система управління двигуном, без внесення змін, забезпечує роботу двигуна навіть при використанні в якості палива суміш бензину з вмістом етанолу до 75%.

Таблиця 2.2 – Результати випробування двигуна при живленні паливом, що містить спиртовмісну добавку в режимі холостого ходу

Вміст етанолу	Мінімальна частота обертання, хв ⁻¹	Ступінь лямбда-корекції, %	Кут випередження запалювання, град.	Температура охолоджуючої рідини, °C	Температура у впускному колекторі, °C	Тривалість впорскування, мс	α
E50	708-720	16-19	-5 ... -7	86	30	4	0,99-1,01
E75	711-741	21-24	-6...-7	87	37	4-5	0,99-1,01
E90	735-756	24-25	-7	87	37	5	1,02
E100	720-750	25%	-7	90	38	5	1,08

Порівнюючи результати теоретичного та практичного дослідження встановлено, що розрахунковий коефіцієнт корекції часу впорскування на практиці становить не більше 1,25, тому було скориговано теоретичний розрахунок та за результатами скоригованого теоретичного розрахунку було побудовано графічні залежності.

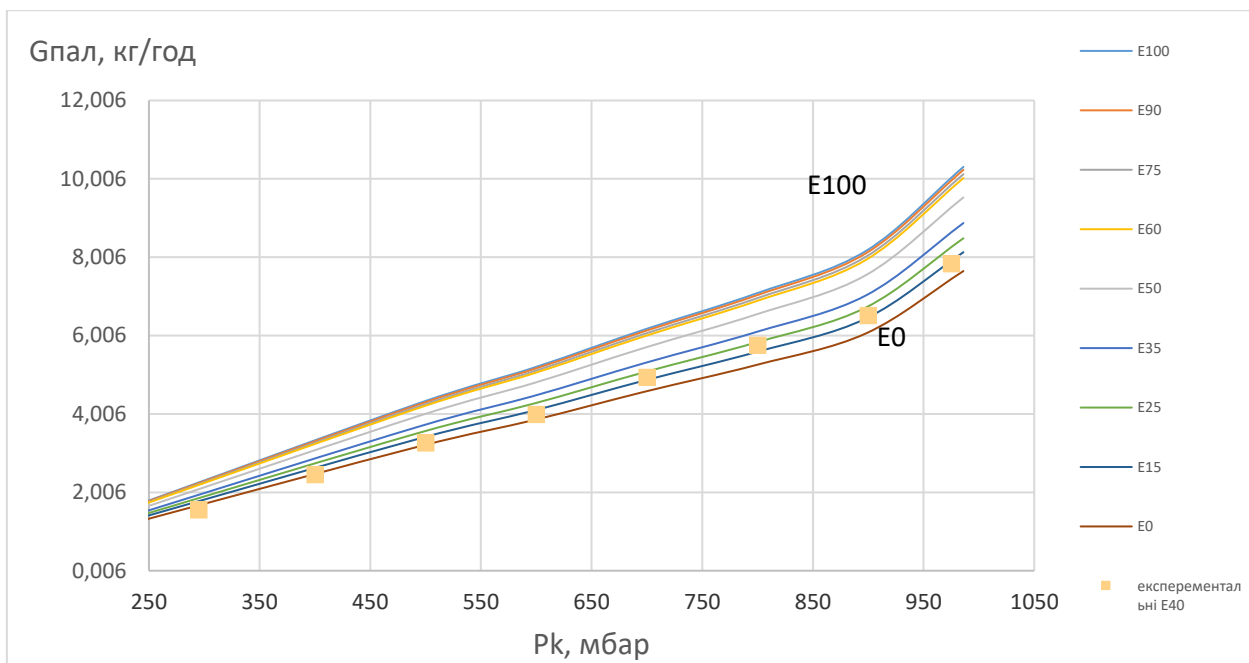


Рисунок 2.2 – Графік залежності годинної витрати палива (Гпал) від розрідження в впускному колекторі (Pk) для палив з різним вмістом етанолу при частоті обертання 2400 хв⁻¹

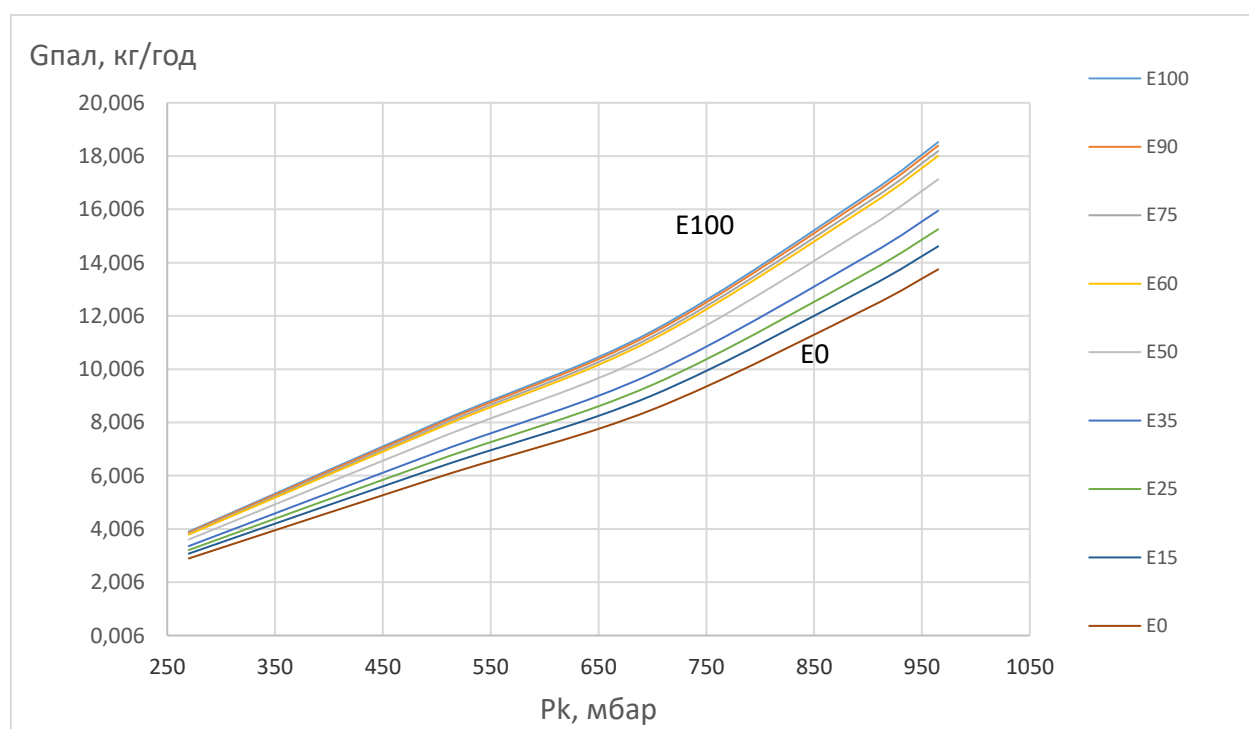


Рисунок 2.3 – Графік залежності годинної витрати палива (Гпал) від розрідження в впускному колекторі (Pk) для палив з різним вмістом етанолу при частоті обертання 3800 хв⁻¹

З графіків зображених на рис. 2.2 та 2.3 видно, що фактично годинна витрата палива $G_{\text{пал}}$ збільшується з збільшенням вмісту етанолу в бензині до E60, а далі дещо зростає лише за рахунок збільшення густини палива, та така тенденція не змінюється від частоти обертання. Порівнюючи теоретичний розрахунок та результати дослідження [42] виникає розбіжність у даних розрахунку та експериментальних даних для палива з вмістом етанолу 40% та потреба у подальшому уточненні розрахункової методики.

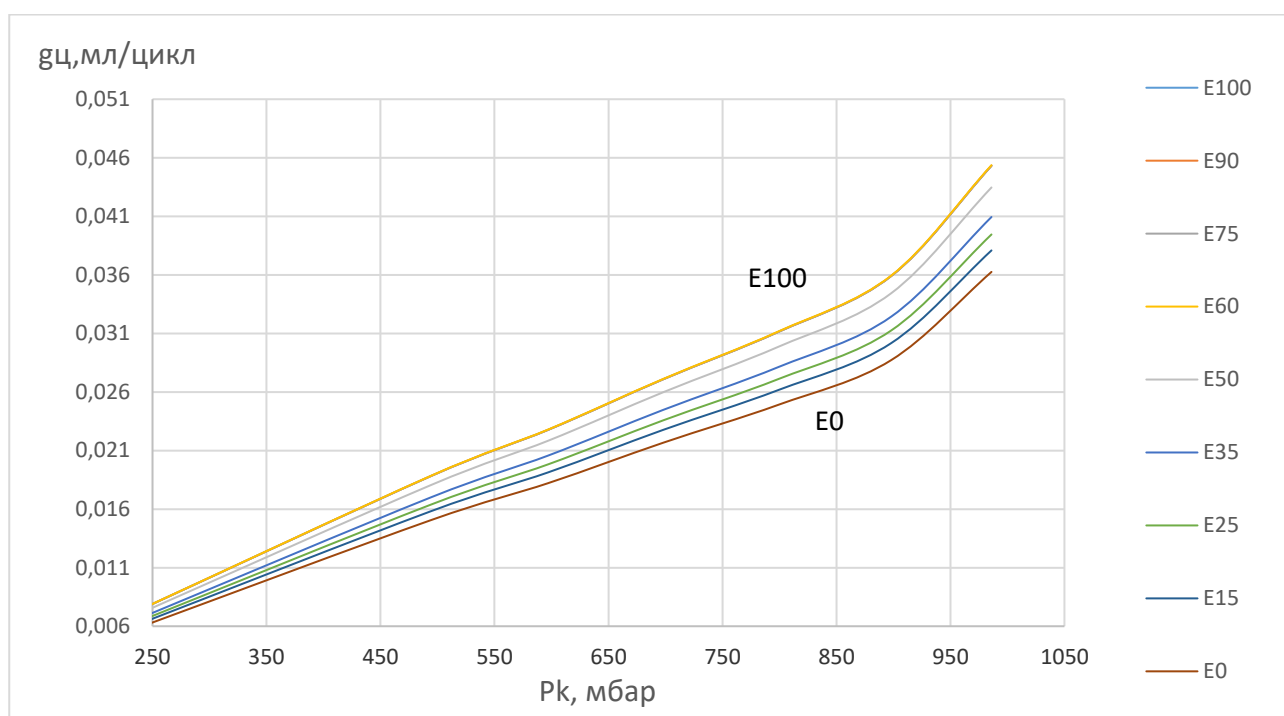


Рисунок 2.4 – Графік залежності циклової подачі палива ($g_{\text{ц}}$) від розрідження у впускному колекторі (P_k) для палив з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

З графіку зображеного на рис. 2.4 видно, що циклова подача палива $g_{\text{ц}}$ зростає зі збільшенням вмісту етанолу в палива до 60%. Для палив з вмістом етанолу від 60 до 100% циклова подача палива залишається незмінною, оскільки досягнуто максимального рівня корекції подачі палива.

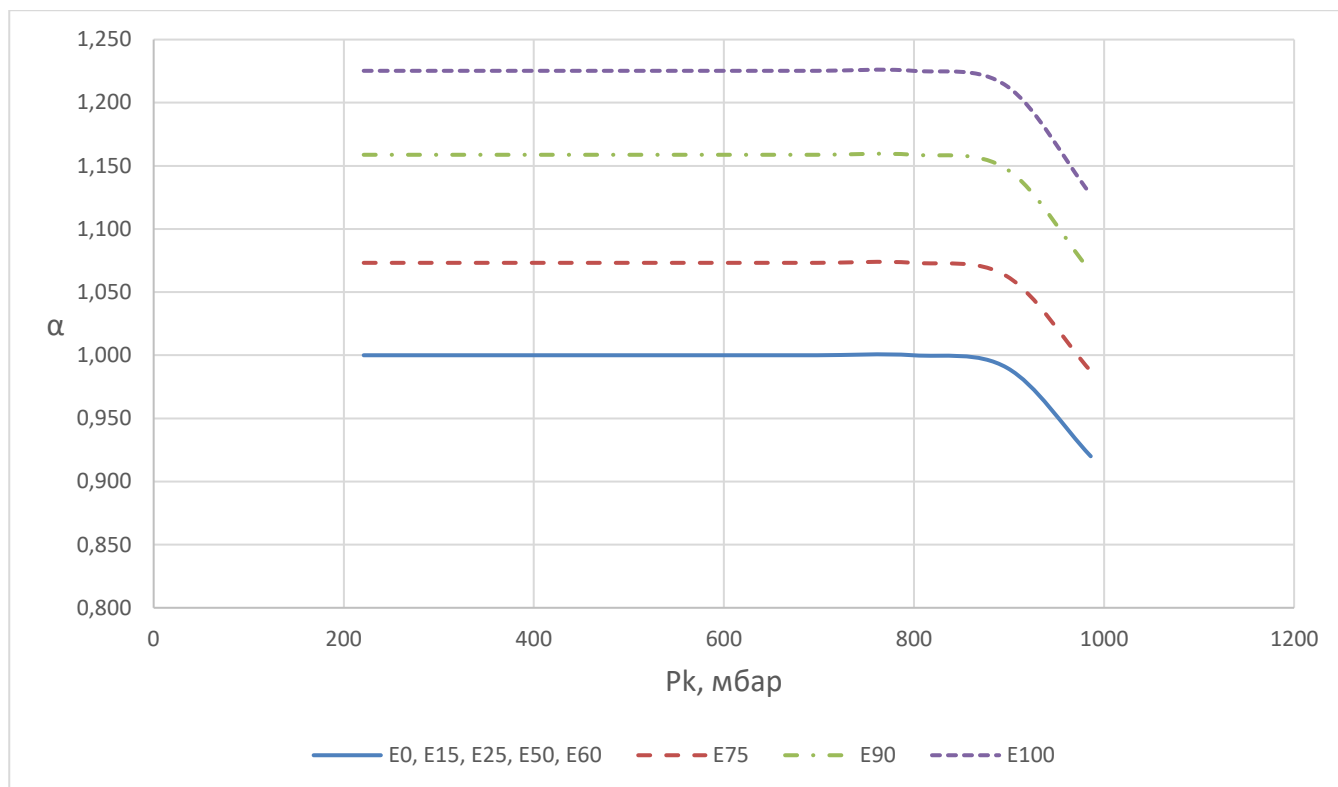


Рисунок 2.5 – Графік залежності коефіцієнту надміру повітря (α) від розрідження у впускному колекторі (P_k) для палив з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

На рис. 2.5 зображено залежність зміни коефіцієнту надміру повітря α . З графіку слідує, що лише для палив з вмістом етанолу до 60% підтримується стехіометрична суміш. Суміші з більшим вмістом етанолу не доцільно використовувати з міркувань забезпечення високої ефективності нейтралізації ЗР в відпрацьованих газах. Також розраховані та визначені в ході експерименту значення α дещо відрізняються, що потребує подальшого дослідження.

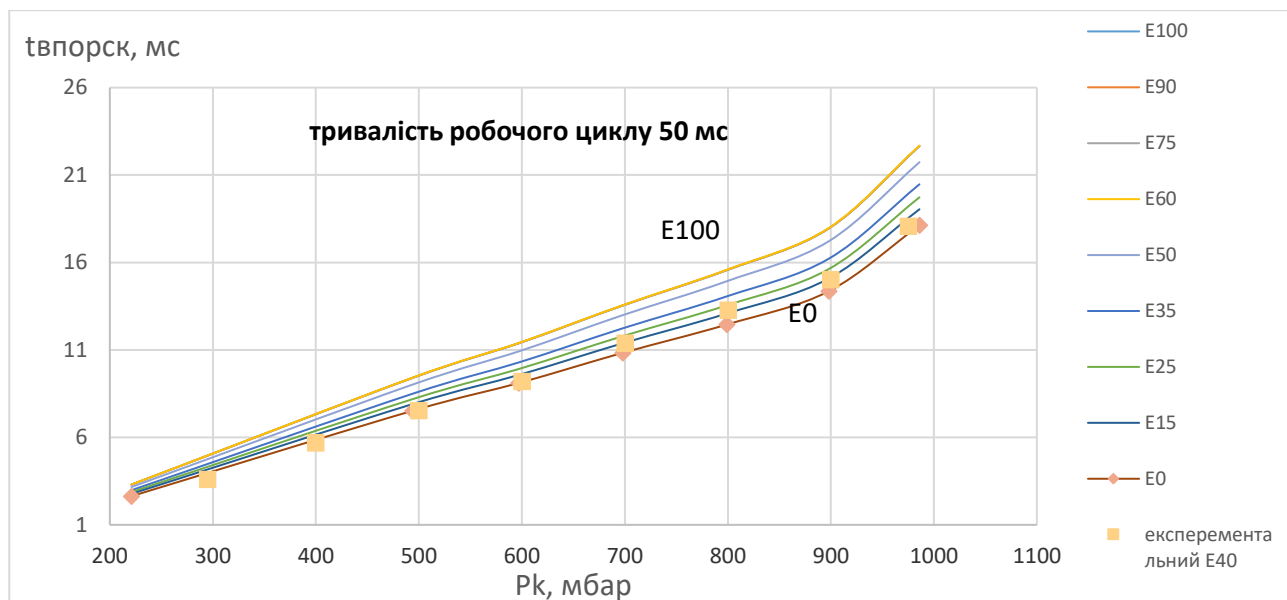


Рисунок 2.6 – Графік залежності часу впорскування ($t_{\text{впорск}}$) від розрідження у впускному колекторі (P_k) для палив з різним вмістом етанолу при частоті обертання 2400 хв^{-1}

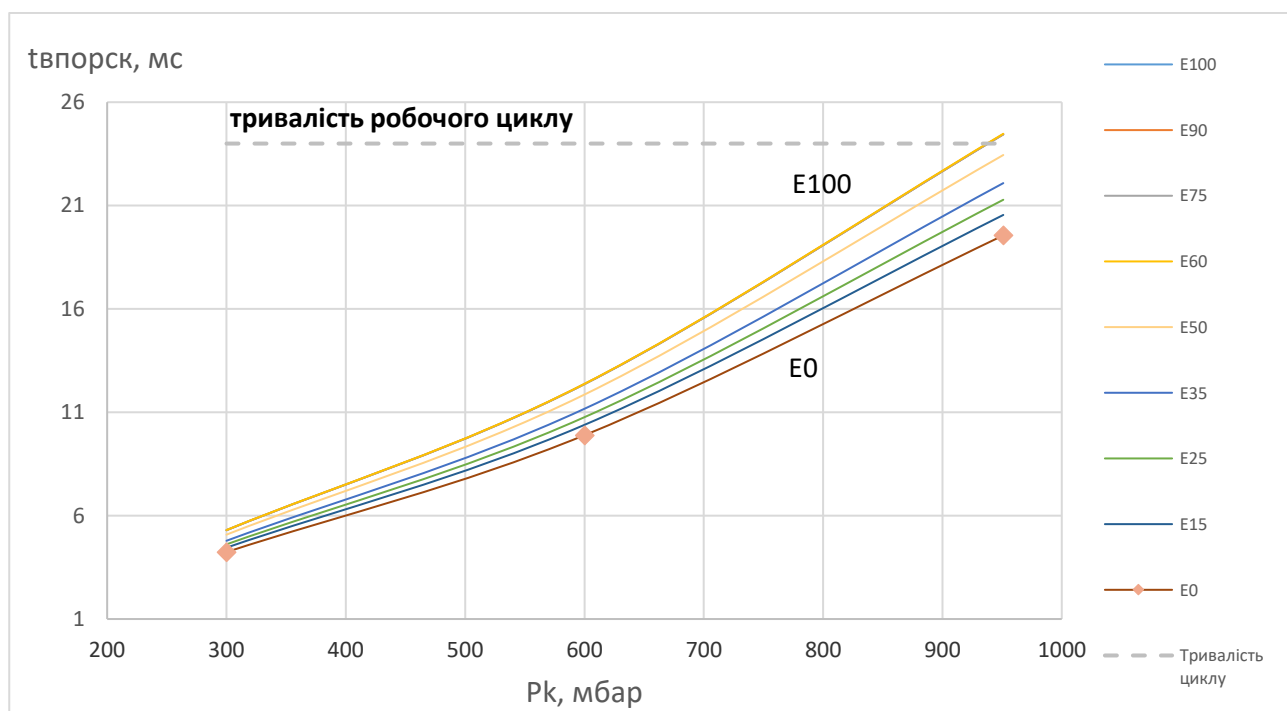


Рисунок 2.7 – Графік залежності часу впорскування ($t_{\text{впорск}}$) від розрідження у впускному колекторі (P_k) для палив з різним вмістом етанолу при частоті обертання 5000 хв^{-1}

З графіків залежності часу впорскування зображеного на рис. 2.6 та рис. 2.7 слідує, що тривалість впорскування збільшується зі збільшенням вмісту етанолу в паливі до 60%. Тривалість впорскування для палив з вмістом етанолу від 60% до 100% залишається не змінною, оскільки досягнуто максимальний рівень корегування тривалості впорскування системою управління двигуном. Також з графіків можна зробити висновок, що максимальна тривалість впорскування не перебільшує тривалість робочого циклу навіть при підвищених обертах, тому можливе використання палива з вмістом етанолу від 0 до 100%.

2.2 Математична модель робочого процесу двигуна при використанні спиртовмісних палив

Для дослідження робочих процесів двигуна використана методика запропонована в роботі [45] і уточнена в роботах [46, 48, 49, 50, 51]. На основі цієї моделі і функціональної структури схеми «двигун-нейтралізатор» [52] (рис. 2.8) розроблена схема робочих процесів двигуна з нейтралізацією відпрацьованих газів.

В основу моделювання робочого процесу в циліндрі покладено рівняння об'ємного балансу та рівняння адіабати в диференційній формі:

$$dV = dV_n - dV_s + dV_b - dV_{Q_T} + dV_{Q_x} + dV_M, \quad (2.14)$$

$$dp = -\frac{k \cdot p}{V} \cdot dV, \quad (2.15)$$

Де dV_n , dV_s , dV_b , dV_{Q_T} , dV_{Q_x} , dV_M – елементарні зміни об'єму, обумовлені відповідно переміщенням поршня, поступанням свіжого заряду, виходом робочого тіла в випускний трубопровід, зміною кількості речовини і температури в хімічних реакціях, тепловідводом, m^3 ;

k – показник адіабати;

p – тиск робочого тіла, Па;

V – об'єм робочого тіла, м^3 ;

dV – елементарна зміна об'єму робочого тіла, м^3 .

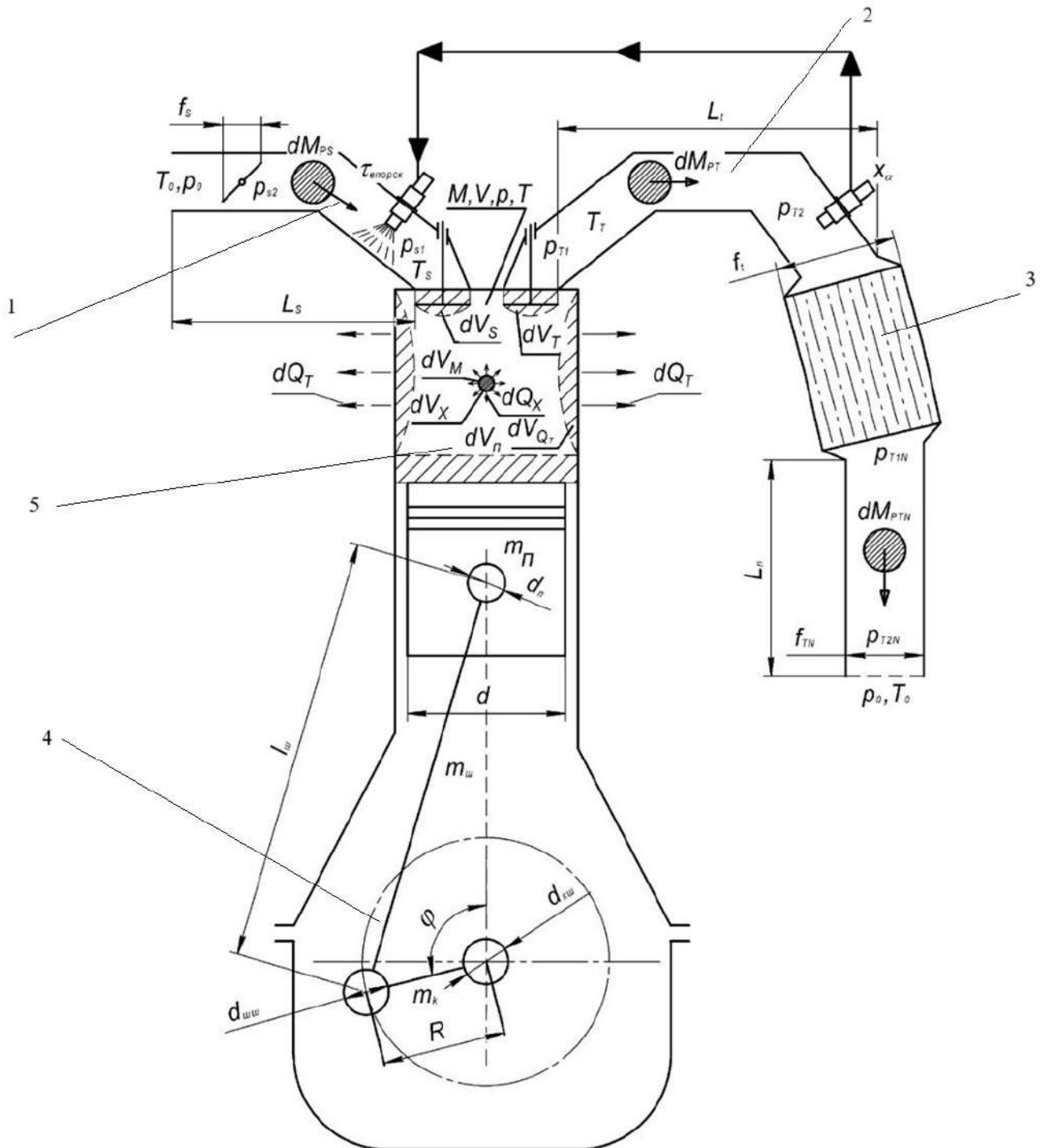


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема робочих процесів двигуна

1 – впускний колектор; 2 – выпускний колектор; 3 – каталітичний нейтралізатор; 4 – кривошипно-шатунний механізм; 5 – циліндро-поршнева група

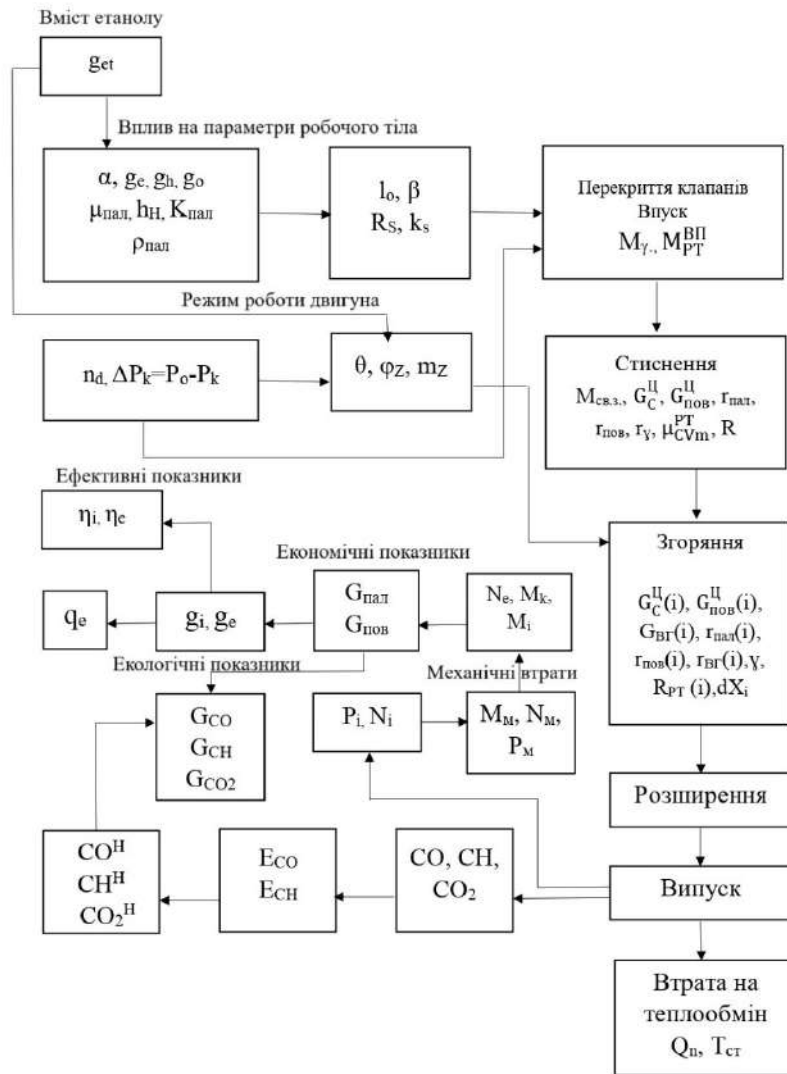


Рисунок 2.9 – Алгоритм моделювання робочого процесу

g_{et} – вміст етанолу в паливі; α – коефіцієнт надміру повітря; g_c, g_h, g_o – масові частки вуглецю, водню та кисню в паливі; $\mu_{пал}$ – мольна маса палива; h_N – нижча теплота згоряння палива; $K_{пал}$ – відношення числа молей водню до числа молей CO у продуктах згоряння; $\rho_{пал}$ – густина палива; l_0 – кількість повітря теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива; β – коефіцієнт молекулярних змін; R_s – газова стала свіжого заряду, k_s – показник адиабати свіжого заряду; M_γ – маса залишкових газів; $M_{РТ}^{ВП}$ – маса свіжого заряду в кінці впуску; n_d – частота обертання колінчастого валу; P_k – абсолютний тиск у впускному трубопроводі; θ – кут випередження запалювання; φ_z – тривалість згоряння; m_z – показник характеру згоряння; $M_{св.з}$ – маса свіжого заряду; $G_c^П, G_{пов}^П$ – поточні маси палива та повітря; $\gamma_{пал}, \gamma_{пов}, \gamma_\gamma$ – об'ємні частки палива, повітря та залишкових газів; $\mu_{св.м}^{РТ}$ – середня ізохорна мольна теплоємність робочого тіла; $\rho_{пов}$ – густина повітря; ρ_γ – густина залишкових газів; R – газова стала робочого тіла; η_i – індикаторний ККД; η_e – ефективний ККД; q_e – питома ефективна витрата палива в тепловому еквіваленті; g_i – питома індикаторна витрата палива; g_e – питома ефективна витрата палива; $G_{пал}$ – годинна витрата палива; $G_{пов}$ – годинна витрата повітря; N_e – ефективна потужність; M_k – крутний момент; M_i – індикаторний крутний момент; dX_i – закон згоряння; G_{co} – масові викиди CO; $G_{сн}$ – масові викиди CH; G_{co2} – масові викиди CO₂; P_i – індикаторний тиск, N_i – індикаторна потужність; M_m – момент механічних втрат; N_m – потужність механічних втрат; P_m – тиск механічних втрат; CO^H – концентрації CO після нейтралізатора; CH^H – концентрації CH після нейтралізатора; CO₂^H – концентрація CO₂ після нейтралізатора; E_{co} – ефективність нейтралізації CO, E_{сн} – ефективність нейтралізації CH; CO – концентрація CO до нейтралізатора; CH – концентрація CH до нейтралізатора; CO₂ – концентрація CO₂ до нейтралізатора;

Використовуючи рівняння об'ємного балансу і адіабати, розраховують параметри стану робочого тіла в циліндрі: масу M , об'єм V , тиск p , і температуру T по куту повороту кривошипа. Теплота, виділена при хімічних реакціях dV_{Q_x} і внаслідок теплообміну враховується відповідно зміною об'єму.

Зв'язок з навколишнім середовищем робочого процесу в циліндрі двигуна складається з кількості теплоти, переданої від робочого тіла внаслідок теплообміну, і енергії втраченої на тертя деталей КШМ. Елементарна кількість теплоти переданої від робочого тіла в навколишнє середовище внаслідок теплообміну dV_{Q_T} , враховується відповідною зміною об'єму.

Вхідними даними для розрахунку є геометричні розміри КШМ: діаметр циліндра d , довжина шатуна $l_{ш}$, радіус кривошипа R , діаметри поршневого пальця d_p корінної $d_{кш}$ і шатунної шийок $d_{шш}$ колінчастого вала; маси поршневого комплекту m_p , шатуна $m_{ш}$, і кривошипа m_k .

Метод математичного описання робочого процесу ДВЗ з використанням рівняння об'ємного балансу застосовується і для розрахунку процесів у впускному і випускному колекторах, при цьому враховуються явища, що в них протікають.

Кількість свіжого заряду, що потрапляє в циліндр в процесі впуску залежить від тиску перед впускним клапаном, що потрапляє в циліндр в процесі впуску залежить від тиску перед впускним клапаном p_{s1} і температури у впускному T_s колекторі, закону руху впускного клапану. Кількість ВГ, що виходять з циліндру в процесі випуску, залежить від тиску за випускним клапаном p_{T1} і температури у випускному колекторі T_T колекторі, закону руху випускного клапану.

При моделюванні процесів у впускній і випускній системах, визначаються елементарні зміни об'єму газу в колекторі, пропорційні елементарним змінам маси газу, який надходить в нього з циліндру або з навколишнього середовища dM_{pS} , рухається з одного кінця колектора в інший, виходить з нього в навколишнє середовище dM_{pT} , dM_{pTN} . З врахуванням довжини колекторів L_s , L_T , L_N , прохідних перерізів дросельної заслінки f_s каталітичного

нейтралізатора f_T і розраховується тиск газу в кінцевих точках впускного p_{s1} p_{s2} і випускного p_{T1} , p_{T2} , p_{T1N} , p_{T2N} колекторів.

За допомогою зворотного зв'язку управляється склад суміші α і кут випередження запалювання θ . Склад суміші в основних режимах роботи двигуна постійний і залежить від вмісту етанолу в паливі. Блок керування двигуном на підставі інформації x_α з датчика кисню у випускному колекторі для забезпечення стехіметричного складу суміші змінює час впорскування палива $\tau_{\text{впорск}}$. Кут випередження запалювання залежить від режиму роботи.

Показники нейтралізації ЗР, що протікають в нейтралізаторі залежать від концентрацій ЗР на виході з двигуна і ефективності нейтралізації цих речовин.

За допомогою цієї моделі можна визначити параметри і склад робочого тіла в циліндрі по куту повороту кривошипа, що дозволяє розрахувати показники робочого процесу циліндра, а також вплив зміни складу і параметрів робочого тіла, процесів, що протікають в системах впуску і випуску, на показники робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора.

Визначення показників робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора дає можливість отримати розрахункові залежності індикаторних, ефективних і екологічних показників двигуна.

2.3 Моделювання робочого процесу в циліндрі

Початковим моментом розрахунку може бути прийнятий будь-який кут повороту колінчастого вала на протязі циклу, але доцільно початковим вибирати момент, параметри якого можуть бути оцінені з достатньою достовірністю [48]. Таким моментом є відкриття впускного клапана.

Температуру робочого тіла в працюючому циліндрі T_d можна визначити знаючи температуру ВГ T_T за випускним клапаном і

використовуючи значення коефіцієнта зниження температури k_{BG} в клапанній щілині за формулою, K :

$$T_d = k_{BG} \cdot T_T. \quad (2.16)$$

Згідно з дослідженнями [53] коефіцієнт зниження температури в клапанній щілині $k_{BG} = 1,05 \dots 1,07$.

Тиск в працюючому циліндрі p_d визначаємо з експериментальних індикаторних діаграм двигуна.

Залежність об'єму надпоршневої порожнини від кута повороту кривошипа описується формулою, m^3 :

$$V_i = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + 0,5 \cdot V_h \cdot [1 - \cos \varphi_i + \frac{S}{8 \cdot L} \cdot (1 - \cos 2\varphi_i)], \quad (2.17)$$

де V_h - робочий об'єм циліндра, m^3 ;

ε - ступінь стискання;

S - хід поршня, m ;

L - довжина шатуна, m ;

φ_i - поточне значення кута повороту кривошипа, *град п.к.в.*

В початковий момент розрахунку маса робочого тіла в циліндрі M_d визначаємо з рівняння стану, $кг$:

$$M_d = \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d}, \quad (2.18)$$

де R - газова стала робочого тіла в циліндрі, $Дж/(кг \cdot K)$;

V_d - об'єм циліндра в початковий момент розрахунку, m^3 .

Газова стала робочого тіла в циліндрі визначалась, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$:

$$R = \frac{R_{\mu}}{r_{\text{пал}} \cdot \mu_{\text{пал}} + r_{\text{пов}} \cdot 28.95 + r_{\gamma} \cdot 29}, \quad (2.19)$$

де R_{μ} – універсальна газова стала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$,

$\mu_{\text{пал}}$ – мольна маса палива, $\text{кг}/\text{кмоль}$;

$r_{\text{пал}}$ – об'ємна частка палива в робочому тілі;

$r_{\text{пов}}$ – об'ємна частка повітря в робочому тілі;

r_{γ} – об'ємна частка залишкових газів в робочому тілі.

Для процесів газообміну основне розрахункове рівняння має вигляд:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot \left[\frac{1}{\rho} \cdot (dM_S \cdot a_S - dM_B + dM_{BC} - dM_{CSB} + \right. \\ \left. + dM_{SCB} - dM_{CS}) - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_T}{p} - dV_{\Pi} \right], \quad (2.20)$$

де dp – зміна тиску в циліндрі за розрахунковий проміжок часу, Па ;

k – показник адіабати робочого тіла в циліндрі;

p – тиск газів в циліндрі, Па ;

V – об'єм надпоршневого простору в циліндрі, м^3 ;

ρ – густина робочого тіла в циліндрі, $\text{кг}/\text{м}^3$;

dM_S – маса свіжого заряду, який поступає в циліндр за розрахунковий проміжок часу, яка включає масу повітря, масу палива і масу ВГ, що поступають в циліндр, кг ;

a_S – коефіцієнт, який враховує вплив перемішування газів (свіжого заряду з робочим тілом в циліндрі) на зміну тиску;

dM_B – маса газу, що вийшов з циліндра у випускний колектор за розрахунковий проміжок часу, кг ;

dM_{BC} - маса газу, що потрапив у циліндр з випускного колектора за розрахунковий проміжок часу, кг;

dM_{CSB} - маса газу, що вийшов з циліндра у впускний колектор за розрахунковий проміжок часу, кг;

dM_{SCB} - маса газу, що повернувся в циліндр з впускного колектора за розрахунковий проміжок часу, кг;

dM_{CS} - маса свіжого заряду, що вийшов із циліндра у впускний колектор за розрахунковий проміжок часу, кг;

dQ_T - кількість теплоти, переданої від робочого тіла до стінок циліндра, Дж;

dV_n - зміна об'єму робочого тіла, що викликана переміщенням поршня, m^3 .

Густина робочого тіла в циліндрі ρ розраховується за формулою, $кг/м^3$:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}, \quad (2.21)$$

де p - тиск газів в циліндрі, Па;

R - газова стала робочого тіла в циліндрі, Дж/(кг · К);

T - температура робочого тіла в циліндрі, К.

Середнє значення показника адіабати робочої суміші на розрахунковій ділянці визначається за залежністю:

$$k = 1 + \frac{R_{\mu}}{\mu C_{vm} (g_{et})}, \quad (2.22)$$

де $R_{\mu} = 8,314$ - універсальна газова стала, кДж/(кмоль · К);

$\mu C_{vm_{\text{сум}}} (g_{et})$ - середня ізохорна мольна теплоємність робочої суміші, $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$.

Під час впуску і стиснення в циліндрі знаходиться суміш повітря, палива і продуктів згорання, які включають залишкові гази та ВГ, що перепускаються на впуск в циліндри. Середня ізохорна мольна теплоємність робочого тіла на ділянці впуску, стиснення і згорання може бути визначена за формулою, $\text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$:

$$\mu C_{vm_{\text{сум}}} (g_{et}) = ((a_{\text{п}} + b_{\text{п}} \cdot (T - 273)) \cdot (1 - g_{et}) + (12.395 + 205.53 \cdot 10^{-3} \cdot T \cdot 99.88 \cdot 10^{-6} \cdot T^2) \cdot g_{et}) \cdot r_{\text{пал}} + (a_{\text{пов}} \cdot r_{\text{пов}} + a_{\gamma} \cdot r_{\gamma}) + (b_{\text{пов}} \cdot r_{\text{пов}} + b_{\gamma} \cdot r_{\gamma}) \cdot (T - 273), \quad (2.23)$$

де - $a_{\text{п}} = 150$, $b_{\text{п}} = 225$ - сталі коефіцієнти для бензину;

$a_{\text{пов}}$, $b_{\text{пов}}$ - сталі коефіцієнти для повітря, які становлять:

- при температурі більше 1273 К

$$a_{\text{пов}} = 21.93$$

$$b_{\text{пов}} = 1.71 \cdot 10^{-3}$$

- при температурі менше 1273 К

$$a_{\text{пов}} = 20.58$$

$$b_{\text{пов}} = 2.7 \cdot 10^{-3}$$

α_{γ} , β_{γ} - коефіцієнти для продуктів згорання, які визначаються:

при $\alpha \geq 1$

$$\alpha_{\gamma} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha}$$

$$\beta_{\gamma} = (4.27 + \frac{1.84}{\alpha}) \cdot 10^{-3}$$

при $0.7 < \alpha < 1.0$:

$$\alpha_{\gamma} = 18.93 + 4.19 \cdot \alpha$$

$$\beta_{\gamma} = (3.6 + 2.51 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3}$$

$r_{\text{пов}}, r_{\text{пал}}, r_{\gamma}$ - об'ємні долі в суміші відповідно повітря, парів палива, залишкових газів.

Об'ємна частка палива в робочому тілі в процесі стискання:

$$r_{\text{пал}} = \frac{\frac{G_{\text{ц}}}{\mu_{\text{пал}}}}{\frac{G_{\text{ц}}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{M_{\text{пов}}}{28,95} + \frac{M_{\gamma}}{29}}, \quad (2.24)$$

Об'ємна частка повітря в робочому тілі в процесі стискання:

$$r_{\text{пов}} = \frac{\frac{M_{\text{пов}}}{28,95}}{\frac{G_{\text{ц}}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{M_{\text{пов}}}{28,95} + \frac{M_{\gamma}}{29}}, \quad (2.25)$$

Об'ємна частка залишкових газів в робочому тілі в процесі стискання:

$$r_{\gamma} = \frac{\frac{M_{\gamma}}{29}}{\frac{G_{\text{ц}}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{M_{\text{пов}}}{28,95} + \frac{M_{\gamma}}{29}}, \quad (2.26)$$

На ділянці згоряння об'ємні долі в суміші повітря, палива та залишкових газів змінні. Поточна частка палива в робочому тілі в процесі згоряння:

$$r_{\text{пал}i} = \frac{\left(\frac{G_{\text{с}i}}{\mu_{\text{пал}}}\right)}{\frac{G_{\text{с}i}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{M_{\text{пов}i}}{28,95} + \frac{M_{\text{зг}i}}{29}}, \quad (2.27)$$

Поточна частка повітря в робочому тілі в процесі згоряння:

$$r_{\text{пов}i} = \frac{\left(\frac{M_{\text{пов}i}}{28,95}\right)}{\frac{G_{\text{с}i}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{M_{\text{пов}i}}{28,95} + \frac{M_{\text{зг}i}}{29}}, \quad (2.28)$$

Поточна частка продуктів згоряння в робочому тілі в процесі згоряння:

$$r_{\gamma i} = 1 - r_{\text{пов}i} - r_{\text{пал}i}. \quad (2.29)$$

На ділянках розширення і випуску середнє значення показника адіабати визначається з використанням формули (2.22) при підстановці в неї значення середньої ізохорної мольної теплоємності робочого тіла яке повністю складається з продуктів згоряння ($r_{\text{пов}} = 0, r_{\text{пал}} = 0, r_{\gamma} = 1$).

Показники газообміну визначалися по куту повороту кривошипа з врахуванням параметрів і складу робочого тіла в циліндрі. Маса залишкових газів в циліндрі в момент закриття випускного клапана визначається за формулою, кг:

$$M_{\gamma} = \frac{p_{d1} \cdot V_{d1}}{R \cdot T_{d1}} - M_S, \quad (2.30)$$

де p_{d1} - тиск газів в циліндрі в момент закриття випускного клапана, Па;

V_{d1} - об'єм циліндра в момент закриття випускного клапана, м^3 ;

T_{d1} - температура робочого тіла в циліндрі в момент закриття випускного клапана, К;

M_S - маса свіжого заряду, що поступив в циліндр за період перекриття клапанів, кг.

Маса свіжого заряду включає масу палива та масу повітря, кг:

$$M_{\text{св.з}} = G_{\text{ц}} + M_{\text{пов}}, \quad (2.31)$$

де $G_{\text{ц}}$ – маса палива в циліндрі, кг;

$M_{\text{пов}}$ – маса повітря в циліндрі, кг;

Визначити масу свіжого заряду в момент закриття впускного клапана можна за залежністю, кг:

$$M_{св.з} = \frac{p_v \cdot V_v}{R \cdot T_v} - M_\gamma, \quad (2.32)$$

де p_v , тиск робочого тіла в циліндрі в момент закриття впускного клапана, Па,

V_v , об'єм циліндра в момент закриття впускного клапана, m^3 ,

T_v - температура робочого тіла в циліндрі в момент закриття впускного клапана, К.

Маса палива в циліндрі розраховується за формулою, кг:

$$G_{\gamma} = \frac{M_{св.з}}{\alpha \cdot l_o + 1}, \quad (2.33)$$

де α - коефіцієнт надміру повітря.

Маса повітря в циліндрі $M_{нов}$ визначається за залежністю (2.31).

Коефіцієнт залишкових газів визначається з формули:

$$\gamma = \frac{\frac{M_\gamma}{29}}{\frac{G_{ц}}{\mu_{пал}} + \frac{M_{пов}}{28,95} + \frac{M_\gamma}{29}}, \quad (2.34)$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_v = \frac{M_{нов}}{M_h}, \quad (2.35)$$

де M_h - потенціальний заряд циліндра в умовах навколишнього середовища, кг.

Величина M_h обчислюється за залежністю, кг:

$$M_h = \frac{p_o \cdot V_h}{R_s \cdot T_o}, \quad (2.36)$$

де p_o – тиск навколишнього середовища, Па;

T_o – температура навколишнього середовища, К.

Газова стала свіжого заряду R_s , Дж/(кг·К):

$$R_s = \frac{(\frac{8314}{\mu_{\text{пал}}} + 287 \cdot \alpha \cdot l_0)}{1 + \alpha \cdot l_0}, \quad (3.37)$$

Під час стиснення і розширення відбувається зміна тиску в циліндрі за рахунок переміщення поршня і теплообміну газів із стінками циліндра, Па:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot \left(\frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_T}{p} - dV_n \right), \quad (2.38)$$

де k, p, V, dQ_T, dV_n – те саме, що і в формулі (2.20).

Температура робочого тіла в циліндрі в розрахунковому проміжку часу визначається з рівняння стану ідеального газу, К:

$$T = \frac{p \cdot V}{M \cdot R}, \quad (2.39)$$

де p – тиск робочого тіла в циліндрі на розрахунковій ділянці, Па;

V – об'єм циліндра на розрахунковій ділянці, м³;

M – маса робочого тіла в циліндрі на розрахунковій ділянці, кг.

Зміна тиску на ділянці згоряння за розрахунковий проміжок часу визначається за формулою, Па:

$$dp = \frac{k \cdot p}{V} \cdot (dV_M + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dQ_x - dQ_T}{p} - dV_n), \quad (2.40)$$

де dQ_x – кількість теплоти, підведеної до робочого тіла внаслідок хімічних реакцій, Дж;

dV_M - зміна об'єму робочого тіла в циліндрі, яка викликана зміною кількості молів газу внаслідок хімічних реакцій, m^3 .

Значення dV_M обчислюється з рівняння:

$$dV_M = \frac{V}{M} \cdot ((\beta - 1) \cdot \eta_v \cdot M_h \cdot (1 + \gamma + \gamma_r) \cdot dx), \quad (2.41)$$

де β - коефіцієнт молярної зміни;

x - закон згоряння [67].

Коефіцієнт молекулярних змін β :

- при $\alpha > 1$

$$\beta = \frac{(\frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32} + \alpha \cdot \frac{l_0}{28.95})}{\alpha \cdot \frac{l_0}{28.95} + \frac{1}{\mu_{\text{пал}}}}$$

- при $\alpha < 1$

$$\beta = \frac{(\frac{g_c}{12} + \frac{g_H}{2} + 0.79 \cdot \alpha \cdot \frac{l_0}{28.95})}{\alpha \cdot \frac{l_0}{28.95} + \frac{1}{\mu_{\text{пал}}}}$$

Уточнений закон згоряння, шляхом врахування зміни параметрів згоряння в залежності від режиму роботи двигуна та вмісту етанолу в паливі, має вигляд:

$$x = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_r}{\varphi_z(n_d, P_k, g_{et})} \right)^{m(n_d, P_k, g_{et}) + 1}}, \quad (2.42)$$

де m - показник характеру згоряння;

φ_r - кут повороту колінчастого валу на початку згоряння, *град п.к.в.*;

φ_z - тривалість згоряння, *град п.к.в.*

Показник характеру згоряння і тривалість згоряння визначаються за допомогою поліноміальних залежностей, отриманих шляхом обробки експериментальних індикаторних діаграм (розділ 4):

$$m_{zg} = 6.668 + 1.26 \cdot 10^{-3} \cdot n_d - 0.014 \cdot P_k - 1.144 \cdot g_{et} - 3.41 \cdot 10^{-7} \cdot n_d^2 + 6,25 \cdot 10^{-6} \cdot P_k^2 + 0.158 \cdot g_{et}^2 + 1.03 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k - 2.88 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot g_{et} + 1.16 \cdot 10^{-3} \cdot P_k \cdot g_{et}, \quad (2.43)$$

$$\varphi_z = 30.852 + 0.029 \cdot n_d - 0.054 \cdot P_k + 11.375 \cdot g_{et} - 3.09 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2 + 7.10 \cdot 10^{-5} \cdot P_k^2 - 10.861 \cdot g_{et}^2 - 2.20 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot P_k + 1.76 \cdot 10^{-3} \cdot n_d \cdot g_{et} - 0.013 \cdot P_k \cdot g_{et}, \quad (2.44)$$

де n_d – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ;

g_{et} – вміст етанолу в паливі;

Кут повороту кривошипа, що відповідає початку згорання, визначається за формулою, *град п.к.в.*:

$$\varphi_{n\pi} = 360 - \theta, \quad (2.45)$$

де θ - кут випередження запалювання, *град п.к.в.*.

Кут випередження запалювання в математичній моделі визначається за допомогою поліноміальної залежності, *град п.к.в* до ВМТ:

$$\theta = 29.323 + 9.15 \cdot 10^{-4} \cdot n_d - 0,023 \cdot P_k + 8.50 \cdot 10^{-8} \cdot n_d^2 - 4.11 \cdot 10^{-6} \cdot P_k^2 + 1.03 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k, \quad (2.46)$$

де n_d – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

P_k – абсолютний тиск у впускному трубопроводі, мбар.

Кількість теплоти dQ_x , підведеної до робочого тіла внаслідок хімічних реакцій, визначається з рівняння, *Дж*:

$$dQ_x = G_u \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot \frac{dx}{d\varphi}, \quad (2.47)$$

де G_u - циклова подача палива, *кг*;

H_u - нижча теплота згорання палива, *Дж/кг*;

ΔH_u - втрати теплоти через неповноту згорання, *Дж/кг*.

Втрати теплоти через неповноту згорання ΔH_u розраховуються за залежністю, *Дж/кг*:

$$\Delta H_u = 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot 0,519, \quad (2.48)$$

де α - коефіцієнт надміру повітря.

Початкова поточна маса палива в циліндрі в процесі згоряння:

$$G_{ci} = G_{ц}$$

Початкова поточна маса повітря в циліндрі в процесі згоряння, кг:

$$M_{повi} = M_{с.з} - G_{ц}. \quad (2.49)$$

Початкова поточна маса продуктів згоряння в процесі згоряння:

$$M_{згi} = M_{γ}$$

Поточна маса повітря в циліндрі в процесі згоряння, кг:

$$M_{повi} = M_{повi-1} - G_{ц} \cdot l_0 \cdot dx. \quad (2.50)$$

Поточна маса палива в циліндрі в процесі згоряння, кг:

$$G_{ci} = G_{ci-1} - G_{ц} \cdot dx. \quad (2.51)$$

Поточна маса продуктів згоряння в циліндрі в процесі згоряння, кг:

$$M_{згi} = M_{згi-1} + (l_0 + 1) \cdot G_{ц} \cdot dx. \quad (2.52)$$

Поточна частка палива, що згоріло в циліндрі за розрахунковий проміжок в процесі згоряння

$$dx = e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_{i-1} - \varphi_r}{\varphi_z}\right)^{m_{zg} + 1}} - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_i - \varphi_r}{\varphi_z}\right)^{m_{zg} + 1}}. \quad (2.53)$$

Показники робочого процесу працюючого циліндра описуються наступними рівняннями.

Середній індикаторний тиск в працюючому циліндрі, $Па$:

$$p_i = \frac{\frac{540}{360} \int p dV - \int p dV}{V_h} \cdot \frac{360}{180}. \quad (2.54)$$

Індикаторна потужність визначається із залежності, $Вт$:

$$N_i = \frac{p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n_\partial}{30 \cdot \tau}, \quad (2.55)$$

де i - кількість циліндрів.

Середній тиск втрат на здійснення впуску свіжого заряду, $Па$:

$$\Delta p_{вн.} = \frac{1}{V_h} \cdot (p_0 \cdot V_h - \int_0^{180} p dV), \quad (2.56)$$

де p_0 - атмосферний тиск, $Па$.

Середній тиск втрат на здійснення випуску ВГ, $Па$:

$$\Delta p_{в.} = \frac{1}{V_h} \cdot (\int_{540}^{720} p dV - p_0 \cdot V_h). \quad (2.57)$$

Середній тиск насосних втрат, $Па$:

$$p_{нев} = \Delta p_{вн.} + \Delta p_{в.} \quad (2.58)$$

2.4 Моделювання процесів у впускному та випускному трубопроводах

Під час протікання робочого циклу в колекторах ДВЗ відбуваються достатньо складні процеси, які впливають на ефективність наповнення свіжим зарядом і очищення від продуктів згоряння циліндру ДВЗ, величину насосних втрат. Термодинамічні параметри цих процесів в свою чергу залежать від геометричних розмірів колекторів, режиму роботи, параметрів механізму газорозподілу. Для математичного описання робочих процесів в колекторах ДВЗ може бути використана методика, запропонована в [55]. В основі її лежать рівняння об'ємного балансу і адіабати.

Зміна тиску у впускному колекторі перед впускним клапаном за розрахунковий проміжок часу, Δt :

$$dp_{S1} = \frac{k_S \cdot R_S \cdot T_S}{V_S} \cdot (dM_{LPS} - dM_S + dM_{CSB} - dM_{SCB} + dM_{CS}), \quad (2.59)$$

де k_S - показник адіабати для свіжого заряду;

R_S - газова стала свіжого заряду, Дж/(кг·К);

T_S - абсолютна температура свіжого заряду у впускному колекторі, К;

V_S - об'єм розрахункової ділянки, м³;

dM_{LPS} - елементарна маса свіжого заряду, що надійшла до розрахункової ділянки колектора з іншого кінця колектора за розрахунковий проміжок часу, кг.

Показник адіабати для свіжого заряду k_S :

$$k_S = 1 + \frac{8.314}{\frac{(a_{\Pi} + b_{\Pi} \cdot (T_S - 273)) \cdot (1 - \text{get}) + (12.395 + 205.53 \cdot 10^{-3} \cdot T_S - 99.88 \cdot 10^{-6} \cdot T_S^2) \cdot \text{get}}{1 + \frac{\mu_{\text{пал}}}{28.95} \cdot \alpha \cdot L_0} + \frac{20.733 + 0.02554 \cdot (T_S - 273)}{1 + \frac{28.95}{\mu_{\text{пал}} \cdot \alpha \cdot L_0}}}, \quad (2.60)$$

Зміна тиску у впускному колекторі за дросельною заслінкою за розрахунковий проміжок часу, Pa :

$$dp_{S2} = \frac{k_S \cdot R_S \cdot T_S}{V_S} \cdot (-dM_{LPS} + dM_{PS} + dM_{VG}), \quad (2.61)$$

де dM_{PS} - елементарна маса свіжого зряду, що надійшла до розрахункової ділянки колектора з навколишнього середовища за розрахунковий проміжок часу, kg ;

dM_{VG} - елементарна маса ВГ, що надійшла до розрахункової ділянки впускного колектора з випускного колектора внаслідок рециркуляції за розрахунковий проміжок часу, kg .

Абсолютна температура свіжого заряду у впускному трубопроводі T_S визначається за допомогою поліноміальної залежності, отриманої за результатами попередніх досліджень на кафедрі двигунів та теплотехніки Національного транспортного університету [52], K :

$$T_S = -1,44 \cdot 10^{-3} \cdot n_o \cdot \eta_v - 3,409 \cdot \eta_v^2 + 4,49 \cdot \eta_v + 297,713 + 4,15 \cdot 10^{-3} \cdot n_o - 1,13 \cdot 10^{-7} \cdot n_o^2, \quad (2.62)$$

де n_o – частота обертання колінчастого вала, $x6^{-1}$;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндру;

Елементарна кількість газу, яка переміщується на різних ділянках колектора залежить від перепаду тисків на початку і в кінці ділянки, ефективних прохідних перерізів ділянок, параметрів стану газу на цих ділянках. Внаслідок циклічності протікання робочого циклу перепад тисків, а відповідно і швидкість газу на розрахункових ділянках змінна. Зміна перепаду тисків поширюється в середовищі зі швидкістю, що дорівнює місцевій швидкості звуку. Якщо ділянка коротка, наприклад, клапанна щілина, то відстань від одного кінця до іншого

звукова хвиля проходить за час, який менше тривалості розрахункового періоду. При розрахунку параметрів газового потоку на довгих ділянках, якими є газоповітряні тракти ДВЗ, час проходження звукової хвилі більший за тривалість розрахункового періоду. Для розрахунку швидкості потоку в колекторі застосовують залежність [55], яка отримана інтегруванням рівняння руху газового потоку, m/s :

$$\omega_i = \omega_0 \frac{(\omega_{i-1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 dt}{l}} + (\omega_{i-1} - \omega_0)}{(\omega_{i-1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 dt}{l}} - (\omega_{i-1} - \omega_0)}, \quad (2.63)$$

де ω_{i-1} – швидкість потоку газу в кінці каналу в попередньому розрахунковому періоді, m/s ;

ω_0 – швидкість стаціонарного потоку при даному перепаді тисків, m/s ;

l – довжина колектора, m ;

dt – тривалість розрахункового періоду, s .

Ефективний прохідний переріз елементів газоповітряних систем визначається із залежності, m^2 :

$$f_e = \mu \cdot f, \quad (2.64)$$

де μ – коефіцієнт витрати;

f – геометричний прохідний переріз, m^2 .

Зміна тиску у випускному колекторі за випускним клапаном за розрахунковий проміжок часу, Pa :

$$dp_{T1} = \frac{k_T \cdot R_T \cdot T_T}{V_T} \cdot (dM_B - dM_{VG} - dM_{BC} - dM_{LPT} - 2 \cdot \frac{k_T - 1}{k_T} \cdot \frac{dQ_{TT}}{(p_{T1} + p_{T2})}) , \quad (2.65)$$

де k_T - показник адіабати для продуктів згоряння;

R_T - газова стала продуктів згоряння, Дж/(кг·К);

T_T - абсолютна температура продуктів згоряння у випускному колекторі, К;

V_T - об'єм розрахункової ділянки, м³;

dM_{LPT} - елементарна маса продуктів згоряння, що вийшла із розрахункової ділянки колектора до іншого кінця колектора за розрахунковий проміжок часу, кг;

dQ_{TT} - елементарна кількість теплоти, яка віддається від продуктів згоряння до стінок випускного колектора, Дж.

Зміна тиску у випускному колекторі перед нейтралізатором за розрахунковий проміжок часу, Па:

$$dp_{T2} = \frac{k_T \cdot R_T \cdot T_T}{V_T} \cdot (dM_{PT} + dM_{LPT} - 2 \cdot \frac{k_T - 1}{k_T} \cdot \frac{dQ_{TT}}{(p_{T1} + p_{T2})}), \quad (2.66)$$

де dM_{PT} - елементарна маса продуктів згоряння, що вийшла з випускного колектора до навколишнього середовища за розрахунковий проміжок часу, кг.

Абсолютна температура ВГ у випускному T_T визначається за допомогою поліноміальної залежності, отриманої за результатами, отриманої за результатами попередніх досліджень на кафедрі двигунів та теплотехніки Національного транспортного університету [52], К:

$$T_T = 0,068 \cdot n_\partial \cdot \eta_v - 0,551 \cdot \eta_v^2 + 68,525 \cdot \eta_v + 403,543 + 0,08 \cdot n_\partial - 2,63 \cdot 10^{-6} \cdot n_\partial^2, \quad (2.67)$$

де n_∂ – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

η_v – коефіцієнт наповнення циліндру;

Швидкість потоку у випускному колекторі і ефективні прохідні перерізи елементів випускної системи визначають за формулами (2.63) і (2.64).

Коефіцієнти витрати попереднього і основного каталітичних нейтралізаторів визначаються за допомогою поліноміальних залежностей, отриманої за результатами попередніх досліджень на кафедрі двигунів та теплотехніки Національного транспортного університету [52].

$$\mu_1 = 1,06 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\partial} \cdot \eta_v - 0,226 \cdot \eta_v^2 + 0,408 \cdot \eta_v - 0,022 + 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot n_{\partial} - 1,42 \cdot 10^{-8} \cdot n_{\partial}^2, \quad (2.68)$$

$$\mu_2 = 5,92 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\partial} \cdot \eta_v - 0,102 \cdot \eta_v^2 + 0,181 \cdot \eta_v + 0,014 + 4,6 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\partial} - 6,47 \cdot 10^{-9} \cdot n_{\partial}^2, \quad (2.69)$$

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

η_v – коефіцієнт наповнення циліндру.

2.5 Моделювання теплообміну

Кількість теплоти dQ_T , яка передається від робочого тіла до стінок циліндра за розрахунковий проміжок часу визначається за формулою, Дж:

$$dQ_T = \alpha_s \cdot (T - T_{cm}) \cdot F \cdot dt, \quad (2.70)$$

де α_s - середнє на ділянці значення коефіцієнта тепловіддачі між газами і стінкою, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

T - середнє на ділянці значення температури газів в циліндрі, К ;

T_{cm} - температура поверхні стінки циліндра, K ;

F - площа, що омивається газами, m^2 .

Для розрахунку середнього на ділянці значення коефіцієнта тепловіддачі між газами і стінкою були прийняті залежності, запропоновані для дизеля [56], і перевірені для бензинового двигуна [57], $Bm/(m^2 \cdot K)$:

$$\alpha_s = C \cdot D^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{0,75-1,62 \cdot m} \cdot (C_1 \cdot C_m + W_c)^m, \quad (2.71)$$

де C і m - дослідні коефіцієнти, $C = 112$ (при підстановці в Pa $C = 1,12 \cdot 10^{-2}$), $m = 0,8$;

D - діаметр циліндра, m ;

p - тиск газу в циліндрі, Pa ;

T - температура газу, K ;

$C_1 \cdot C_m$ - умовна швидкість газу, m/s ;

$C_1 = 6,18$ – дослідний коефіцієнт для процесів газообміну;

$C_1 = 2,28$ - дослідний коефіцієнт для процесів стиснення і розширення;

C_m - середня швидкість поршня, m/s ;

W_c - поправочний коефіцієнт, який враховує збільшення втрат теплоти для ділянки згорання.

Температура поверхні стінки T_{cm} розраховувалась за залежністю [58], K :

$$T_{ст} = \frac{T_{в} + \left(\left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_{в}} \right) \right) \cdot \alpha_s \cdot T}{1 + \left(\left(\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_{в}} \right) \right) \cdot \alpha_s}, \quad (2.72)$$

де $T_{в}$ - температура охолоджувальної рідини, K ;

δ_{cm} - товщина стінки циліндра, m ;

λ_{cm} - теплопровідність матеріалу стінки, $Bm/(m \cdot K)$;

$\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Гільзи двигуна чавунні, $\delta_{\text{см}} = 0,004 \text{ м}$, $\lambda_{\text{см}} = 58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [58].

Площа поверхні F , що омивається газами, визначається за формулою, м^2 :

$$F = \pi \cdot D \cdot \left[\frac{D}{2} + S \cdot \left(\frac{1 - \cos \varphi_i}{2} + \frac{1 - \cos 2\varphi_i}{2} \cdot \frac{S}{8 \cdot L} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \right) \right], \quad (2.73)$$

де D - діаметр циліндра, м ;

S - хід поршня, м ;

φ_i - поточне значення кута повороту кривошипа, *град п.к.в.*;

L - довжина шатуна, м ;

ε - ступінь стискання.

2.6 Моделювання індикаторних та ефективних показників двигуна

Ефективна потужність двигуна визначається за формулою, кВт :

$$N_e = N_i - N_m, \quad (2.74)$$

де N_i - індикаторна потужність, кВт ;

N_m - потужність механічних втрат, кВт .

Момент механічних втрат, Нм :

$$M_M = -4.823 + 0.012 \cdot n_d - 9.02 \cdot 10^{-3} \cdot P_k - 7.70 \cdot 10^{-7} \cdot n_d^2 + 5.17 \cdot 10^{-6} \cdot P_k^2 - 4.17 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k, \quad (2.75)$$

Індикаторна потужність, кВт :

$$N_i = \frac{i_{\text{ц}} \cdot P_i \cdot 10^{-3} \cdot V_h \cdot n_d}{120}, \quad (2.76)$$

де $i_{\text{ц}}$ – число циліндрів двигуна;

P_i – середній індикаторний тиск, Па ;

V_h – робочий об'єм циліндра, м^3 .

Потужність механічних втрат двигуна розраховується за формулою, кВт :

$$N_m = \frac{M_M \cdot n_d}{9550}, \quad (2.77)$$

Середній тиск механічних втрат визначається із залежності, Па :

$$P_m = \frac{M_M \cdot 120}{i_{\text{ц}} \cdot 10^{-3} \cdot V_h \cdot n_d}. \quad (2.78)$$

Ефективний крутний момент, Нм :

$$M_k = \frac{N_e \cdot 1000 \cdot 30}{\pi \cdot n_d}. \quad (2.79)$$

Індикаторний крутний момент, Нм :

$$M_i = \frac{N_i \cdot 1000 \cdot 30}{\pi \cdot n_d}. \quad (2.80)$$

Питома ефективна витрата теплоти, МДж/кВт год :

$$q_e = \frac{g_e \cdot h_H}{1000}, \quad (2.81)$$

де, g_e – питома ефективна витрата палива;

h_H – нижча теплота згоряння палива.

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{h_H \cdot g_i}, \quad (2.82)$$

де g_i – питома індикаторна витрата палива.

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \frac{3600}{h_H \cdot g_e}, \quad (2.83)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива.

Годинна витрата палива двигуном визначається за формулою, $кг/год$:

$$G_n = G_u \cdot z \cdot i, \quad (2.84)$$

де G_u - циклова подача палива в циліндр, яка визначається за залежністю (2.33), $кг$;

z - кількість робочих циклів на годину.

Кількість робочих циклів за годину z розраховується за залежністю:

$$z = 30 \cdot n_d. \quad (2.85)$$

Годинна витрата повітря двигуном визначається за формулою, $кг/год$:

$$G_{нов} = M_{нов} \cdot z \cdot i, \quad (2.86)$$

де $M_{нов}$ - кількість повітря, що витрачається в циклі, визначена за формулою (2.31), $кг$.

Питома витрата палива визначається з рівняння, $г/(кВт \cdot год)$:

$$g_e = \frac{G_n}{N_e} \cdot 10^3. \quad (2.87)$$

2.7 Моделювання екологічних показників двигуна

Вміст основних ЗР у ВГ до нейтралізатора описується поліноміальними залежностями, отриманих за результатами обробки серії навантажувальних та регулювальних характеристик двигуна (розділ 4):

$$\begin{aligned} C_{CO} = & 20.693 + 0.014 \cdot n_d + 0.039 \cdot P_k - 5.359 \cdot g_{et} - 3.49 \cdot 10^{-6} \cdot n_d^2 - \\ & 5.77 \cdot 10^{-5} \cdot P_k^2 + 8.04 \cdot g_{et}^2 - 9.37 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k + 7.79 \cdot 10^{-4} \cdot n_d \cdot g_{et} + \\ & 0.01 \cdot P_k \cdot g_{et} + 2.66 \cdot 10^{-10} \cdot n_d^3 + 2.95 \cdot 10^{-8} \cdot P_k^3 - 5.864 \cdot g_{et}^3 + 9.78 \cdot \\ & 10^{-10} \cdot n_d^2 \cdot P_k - 5.52 \cdot 10^{-8} \cdot n_d^2 \cdot g_{et} + 4.95 \cdot 10^{-9} \cdot n_d \cdot P_k^2 - 5.60 \cdot 10^{-6} \cdot \\ & P_k^2 \cdot g_{et} - 7.77 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot g_{et}^2 - 3.75 \cdot 10^{-3} \cdot P_k \cdot g_{et}^2 - 1.22 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k \cdot \\ & g_{et}. \end{aligned} \quad (2.88)$$

$$\begin{aligned} C_{C_m H_n} = & 489.2 + 0.274 \cdot n_d + 0.043 \cdot P_k + 270.94 \cdot g_{et} + 3.98 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 - \\ & 1.31 \cdot 10^{-4} \cdot P_k^2 - 380.836 \cdot g_{et}^2 + 5.20 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot P_k - 0.032 \cdot n_d \cdot g_{et} + \\ & 0.033 \cdot P_k \cdot g_{et}. \end{aligned} \quad (2.89)$$

$$\begin{aligned} C_{CO_2} = & 13.048 - 4.08 \cdot 10^{-3} \cdot n_d + 0.024 \cdot P_k - 2.739 \cdot g_{et} + 8.18 \cdot 10^{-7} \cdot n_d^2 - \\ & 1.34 \cdot 10^{-5} \cdot P_k^2 - 0.69 \cdot g_{et}^2 - 1.70 \cdot 10^{-6} \cdot n_d \cdot P_k + 7.29 \cdot 10^{-4} \cdot n_d \cdot g_{et} + \\ & 2.03 \cdot 10^{-3} \cdot P_k \cdot g_{et}. \end{aligned} \quad (2.90)$$

де C_{CO} – концентрація CO у ВГ, %;

$C_{C_m H_n}$ – концентрація $C_m H_n$ у ВГ, $млн^{-1}$;

де C_{CO_2} – концентрація CO_2 у ВГ, %;

Концентрації CO, CH, CO₂ після нейтралізатора:

$$C_{CO}^H = C_{CO} - \frac{C_{CO} \cdot E_{CO}}{100}; \quad (2.91)$$

$$C_{CH}^H = C_{CH} - \frac{C_{CH} \cdot E_{CH}}{100}; \quad (2.92)$$

$$C_{CO_2}^H = C_{CO_2} + (C_{CO} - C_{CO}^H). \quad (2.93)$$

Ефективність нейтралізації описується поліноміальними залежностями, отриманих за результатами обробки серії навантажувальних та регулювальних характеристик двигуна (розділ 4):

$$\begin{aligned} E_{CO} = & 115.892 - 5.60 \cdot 10^{-2} \cdot n_d + 0.259 \cdot P_k + 30.769 \cdot g_{et} + 9.61 \cdot 10^{-6} \cdot \\ & n_d^2 - 1.96 \cdot 10^{-4} \cdot P_k^2 - 7.678 \cdot g_{et}^2 - 2.77 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot P_k - 2.21 \cdot 10^{-3} \cdot n_d \cdot \\ & g_{et} - 1.20 \cdot 10^{-2} \cdot P_k \cdot g_{et}; \end{aligned} \quad (2.94)$$

$$\begin{aligned} E_{CH} = & 324.363 - 0.158 \cdot n_d + 0.157 \cdot P_k + 39.372 \cdot g_{et} + 1.75 \cdot 10^{-5} \cdot n_d^2 - \\ & 2.09 \cdot 10^{-4} \cdot P_k^2 - 101.36 \cdot g_{et}^2 + 3.09 \cdot 10^{-5} \cdot n_d \cdot P_k + 2.42 \cdot 10^{-3} \cdot n_d \cdot g_{et} - \\ & 0.053 \cdot P_k \cdot g_{et}. \end{aligned} \quad (2.95)$$

Масові викиди шкідливих компонентів ВГ визначаються згідно [59].

Масові викиди CO, CH, CO₂:

- при $\alpha < 1$

$$G_{CO} = \frac{C_{CO}^H}{100} \cdot 28 \cdot \frac{0.79+0.37 \cdot K_{пал}}{28.95 \cdot (1+K_{пал})} \cdot \left(\frac{28.95 \cdot \left(\frac{g_C}{12} + K_{пал} \cdot \left(\frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_O}{16} \right) \right)}{0.79+0.37 \cdot K_{пал}} \cdot G_{пал} + G_{пов} \right), \quad (2.96)$$

$$G_{CH} = \frac{C_{CH}^H}{1 \cdot 10^6} \cdot 86 \cdot \frac{0.79+0.37 \cdot K_{пал}}{28.95 \cdot (1+K_{пал})} \cdot \left(\frac{28.95 \cdot \left(\frac{g_C}{12} + K_{пал} \cdot \left(\frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_O}{16} \right) \right)}{0.79+0.37 \cdot K_{пал}} \cdot G_{пал} + G_{пов} \right), \quad (2.97)$$

$$G_{CO_2} = \frac{C_{CO_2}^H}{100} \cdot 44 \cdot \frac{0.79+0.37 \cdot K_{\text{пал}}}{28.95 \cdot (1+K_{\text{пал}})} \cdot \left(\frac{28.95 \cdot \left(\frac{g_C}{12} + K_{\text{пал}} \cdot \left(\frac{g_C}{4} + \frac{g_H}{2} - \frac{g_O}{16} \right) \right)}{0.79+0.37 \cdot K_{\text{пал}}} \cdot G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}} \right), \quad (2.98)$$

- при $\alpha > 1$

$$G_{CO} = \frac{C_{CO}^H}{100} \cdot 28 \cdot \frac{1}{28.95} \cdot \left(28.95 \cdot \left(\frac{g_O}{32} - \frac{g_H}{4} \right) \cdot G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}} \right), \quad (2.99)$$

$$G_{CH} = \frac{C_{CH}^H}{1 \cdot 10^6} \cdot 86 \cdot \frac{1}{28.95} \cdot \left(28.95 \cdot \left(\frac{g_O}{32} - \frac{g_H}{4} \right) \cdot G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}} \right), \quad (2.100)$$

$$G_{CO_2} = \frac{C_{CO_2}^H}{100} \cdot 44 \cdot \frac{1}{28.95} \cdot \left(28.95 \cdot \left(\frac{g_O}{32} - \frac{g_H}{4} \right) \cdot G_{\text{пал}} + G_{\text{пов}} \right), \quad (2.101)$$

Де $G_{\text{пал}}$ - годинна витрата палива

$G_{\text{пов}}$ – годинна витрата повітря

$K_{\text{пал}}$ - відношення числа молів водню до числа молів СО у продуктах згоряння (для бензину $K_{\text{пал}}=0,45$, для етанолу $K_{\text{пал}}=0,55$)

Сумарні масові викиди ЗР, зведені до CO , ум. кг/год:

$$G_{\Sigma CO} = R_{CO} \cdot G_{CO} + R_{C_m H_n} \cdot G_{C_m H_n}, \quad (2.102)$$

де $R_{CO} = 1$ - коефіцієнт відносної агресивності CO ;

$R_{C_m H_n} = 3,16$ - коефіцієнт відносної агресивності $C_m H_n$.

З використанням описаної вище математичної моделі уточнено програму розрахунку робочого процесу двигуна, розроблену на кафедрі двигунів і теплотехніки НТУ [67, 68, 69] (додаток В), яка використовувалась для розрахункових досліджень.

2.8 Висновки до розділу

1. Теоретично досліджено вплив етанолу в паливі на експлуатаційні показники двигуна з іскровим запалюванням, обладнаного системою впорскування та нейтралізацією ВГ.
2. Оцінено вплив етанолу на елементарний склад палива при різному вмісті етанолу.
3. З результатів дослідження встановлено максимальний відсоток вмісту етанолу в паливі, при якому зберігається ефективність нейтралізації ЗР.
4. При попередньому експериментальному дослідженні встановлено максимальний ступінь корекції паливоподачі двигуном зі зворотнім зв'язком. Встановлено, що система управління двигуном, без внесення змін, забезпечує роботу двигуна навіть при використанні в якості палива суміш бензину з вмістом етанолу до 75%.
5. Уточнено математичну модель робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні бензину з вмістом етанолу до 75%.

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, ТЕХНІЧНІ ТА ПРОГРАМНІ ЗАСОБИ ДЛЯ ЇХ ПРОВЕДЕННЯ

3.1 Мета, завдання та програма експериментальних досліджень

Метою дослідження є визначення серії навантажувальних характеристик двигуна при частотах обертання колінчастого валу 2400 хв^{-1} (займає найбільшу частку в експлуатаційних режимах) та 3800 хв^{-1} (відповідає максимальному крутному моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою) при роботі на бензині, суміші E50 та E75.

Завданням дослідження є визначення енергетичних, екологічних показників та показників паливної економичності двигуна з системою впорскування та зворотним зв'язком і системою нейтралізації відпрацьованих газів VW BBY за роботи на бензині з вмістом спиртових сполук 0%, 50%, 75%.

Програма експериментальних досліджень включала:

1) Визначення навантажувальних характеристик двигуна з електронною системою керуванням паливоподачею зі зворотнім зв'язком при живленні паливами з вмістом етанолу 0% 50% та 75% для швидкісних режимів $n=2400; 3800 \text{ хв}^{-1}$;

2) Визначення серії індикаторних діаграм двигуна на різних швидкісних і навантажувальних режимах при живленні паливами з різним вмістом етанолу.

3.2 Об'єкт, технічні та програмні засоби та методика проведення експериментальних досліджень

Об'єктом дослідження був двигун з іскровим запалюванням VW BBY (4Ч 7,65/7,56) потужністю 55 кВт, обладнаний двоступеневою системою нейтралізації шкідливих викидів з прискореним прогрівом з двома

трикомпонентними каталітичними нейтралізаторами (рис. 3.1), що встановлено у лабораторії випробування двигунів кафедри «Двигуни та теплотехніка» Національного транспортного університету. Коротку характеристику наведено у таблиці 3.1.



Рисунок 3.1 – Об’єкт дослідження двигун з іскровим запалюванням VW BBU

Таблиця 3.1 Технічні характеристики двигуна

№	Найменування параметрів	Значення параметрів
1	Модель двигуна	VW BBU
2	Заводський номер	70901
3	Число циліндрів	4
4	Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
5	Розташування циліндрів	рядне
6	Робочий об’єм, л	1,39
7	Діаметр циліндра і хід поршня, мм	76,5/75,6
8	Ступінь стисання	10,5
9	Мінімальна частота обертання холостого ходу, хв-1	800
10	Номінальна потужність, кВт	55 при 5000 хв ⁻¹
11	Максимальний крутний момент, Нм	126 при 3800 хв ⁻¹
12	Сорт палива	бензин А-95
13	Система впорскування палива	Magneti Marelli 4MV
14	Система запалювання	електронна з індивідуальними котушками запалювання та регулюванням детонації
15	Система нейтралізації шкідливих викидів	двоступенева з прискореним прогрівом та рециркуляцією ВГ: два трикомпонентних каталітичних нейтралізатори

Загальний вигляд випробувальної установки показано на рисунку 3.7. Пульт керування випробувальною установкою (рис. 3.2) дозволяв встановлювати режим роботи двигуна відповідно до плану експерименту. На пульті встановлено важіль управління дросельною заслінкою, тахометр (на рисунку - 1), показчик температури охолоджувальної рідини та елементи управління гальмівним стендом.

За допомогою ПК (2) та програмного забезпечення [41] фіксувалась інформація від блоку керування двигуном, що містила дані про режим роботи двигуна.



Рисунок 3.2 – Пульт керування випробувальною установкою

Контроль за витратою палива здійснювався за допомогою електронних терезів МЕРА ВМ – 2/3 (рис.3.3). Для вимірювання ЗР у ВГ використовували багатокомпонентний газоаналізатор «Автотест-02 CO-CO₂- CH-O₂- λ -Т» (рис. 3.4). Вимірювання температури відпрацьованих газів здійснювався за допомогою термопар ТХА-410, з виводом на пристрій виводу показників температури з термопар ТХА-410 (рис. 3.5).

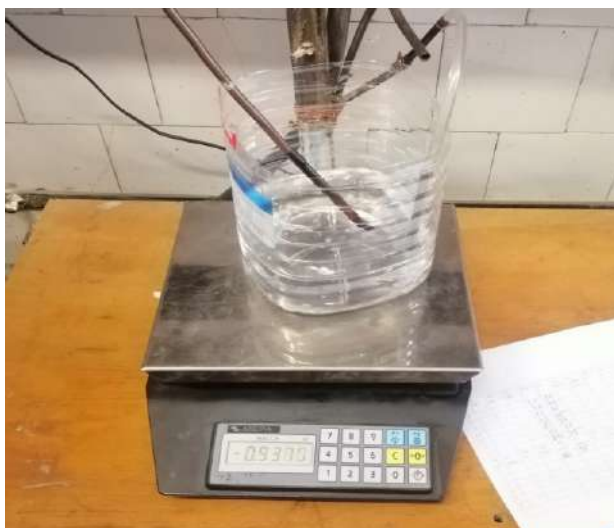


Рисунок 3.3 – Електронні терези
МЕРА ВМ – 2/3



Рисунок 3.4 – Багатокомпонентний
газоаналізатор «Автотест-02 CO-CO2-
CH-O2- λ -Т»



Рисунок 3.5 – Пристрій виводу показників температури з термопары ТХА-410

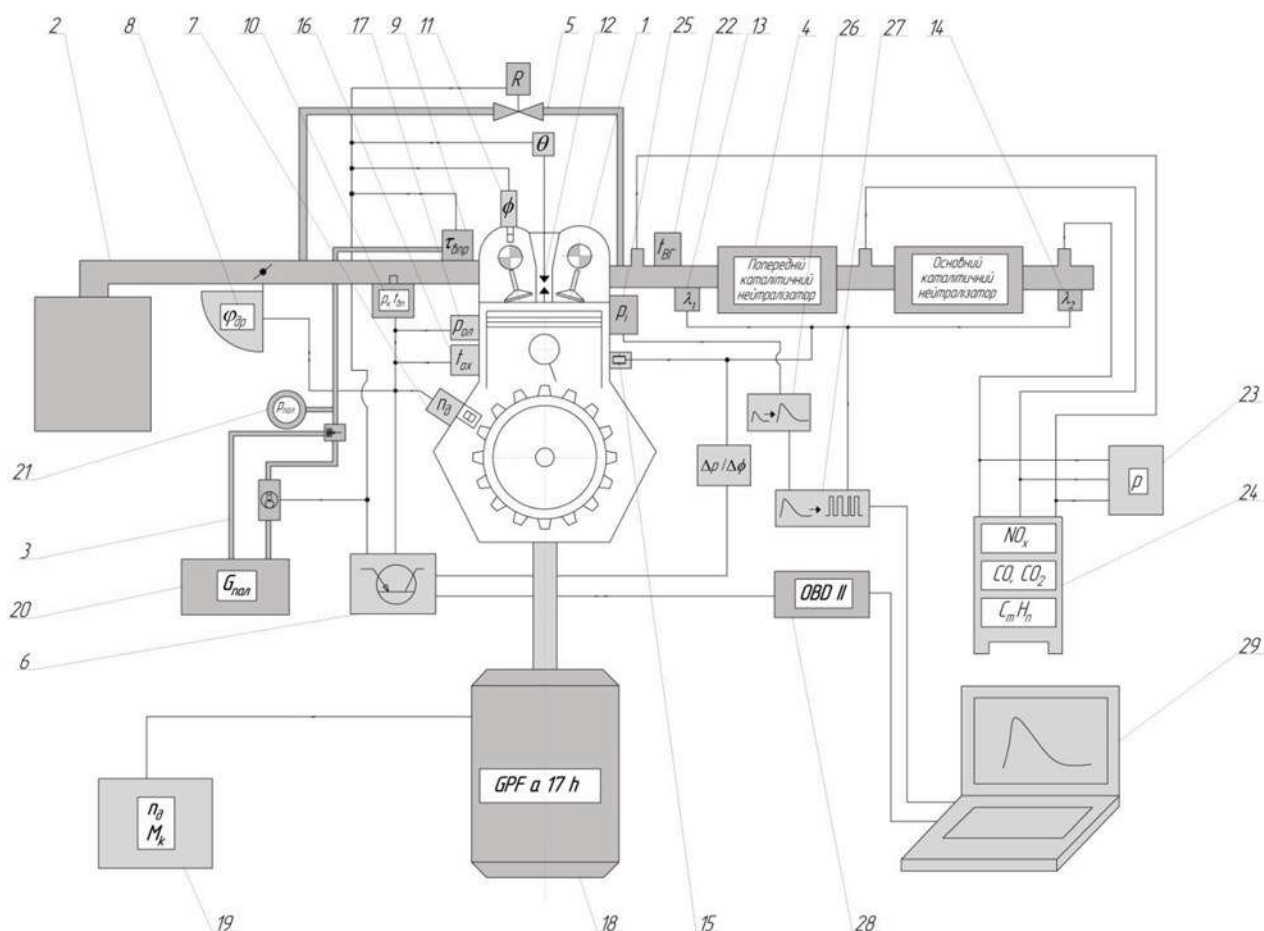


Рисунок 3.6 – Схема експериментальної установки. 1. Двигун VW BBU; 2. Система впуску свіжого заряду; 3. Система подачі палива; 4. Система випуску і нейтралізації відпрацьованих газів; 5. Система рециркуляції відпрацьованих газів; 6. Електронний блок керування двигуном; 7. Датчик частоти обертання колінчастого вала; 8. Елемент управління дросельною заслінкою; 9. Електромагнітна форсунка для впорскування палива; 10. Датчик тиску і температури у впускному колекторі; 11. Датчик положення розподільчого вала; 12. Індивідуальна котушка запалювання; 13. Широкополосний λ_1 -датчик перед каталітичним нейтралізатором; 14. Двохточковий λ_2 -датчик за каталітичним нейтралізатором; 15. Датчик детонації; 16. Датчик температури охолоджуючої рідини; 17. Датчик аварійного тиску в системі мащення; 18. Гальмівний стенд; 19. Пристрій для реєстрації значень крутного моменту та частоти обертання; 20. Пристрій для вимірювання витрати палива; 21. Прилад для контролю тиску в системі подачі палива; 22. Пристрій для вимірювання температури відпрацьованих газів; 23. Прилад для вимірювання тиску у системі випуску відпрацьованих газів; 24. Прилади для вимірювання концентрацій C_{CO} , C_{CO_2} , $C_{C_mH_n}$, C_{NO_x} у відпрацьованих газах; 25. Датчик для вимірювання тиску в циліндрі; 26. Підсилювач сигналу від датчика тиску в циліндрі; 27. Аналого-цифровий перетворювач; 28. Пристрій для підключення до системи управління двигуном стандарту OBDII; 29. Ноутбук.

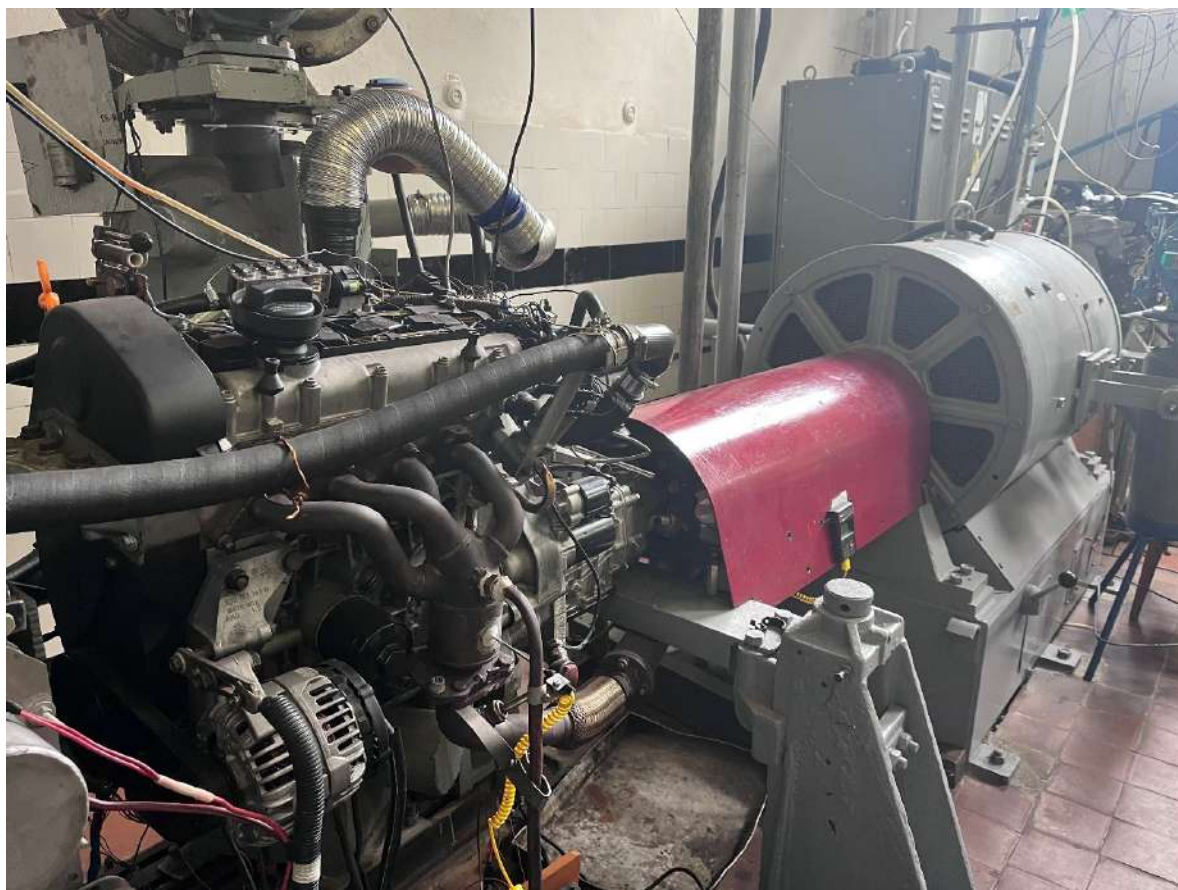


Рисунок 3.7 – Загальний вигляд експериментальної установки

Таблиця 3.2 – Характеристики приладів і обладнання, яке застосовувалося при проведенні експерименту

№ п/п	Величина, яка вимірювалась	Розмірність	Засоби вимірювання	Похибка
1	2	3	4	5
<i>Параметри роботи гальмівного стенду</i>				
1.	Гальмівний стенд	—	SAK-670 з електричною гальмівною машиною GPF a17h, потужністю 250 кВт, максимальна частота обертання 3200 хв^{-1}	—
2.	Частота обертання ротора	хв^{-1}	імпульсний пристрій для вимірювання частоти обертання	± 1
3.	Крутний момент	Нм	динамометрична ланка з чутливим тензoeлементом	0,01 %

Продовження таблиці 3.2

<i>Параметри системи вимірювання витрати палива</i>				
4.	Маса палива	кг	електронні терези МЕРА ВМ – 2/3	±0,0005
5.	Час	с	секундомір	±0,01
6.	Тиск палива в системі паливоподачі	кгс/см ²	манометр МТП – 1М	±0,2
<i>Параметри системи управління двигуном</i>				
7.	Параметри системи управління двигуном	—	пристрій для підключення до системи управління двигуном стандарту OBDII, ноутбук	—
8.	Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	стержневий датчик Холла	±1
9.	Розрідження у впускному колекторі	мбар	мікромеханічний датчик тиску	±1
10.	Температура повітря у впускному колекторі	°С	датчик температури з чутливим термістором	±1
11.	Кут випередження запалювання	°п.к.в.	індивідуальна котушка запалювання	±1
12.	Температура охолоджуючої рідини	°С	датчик температури з термістором	±1
13.	Кут відкриття дросельної заслінки	град	потенціометричний датчик положення дросельної заслінки	±0,1
14.	Тиск оливи в системі змащення	кгс/см ²	датчик аварійного падіння тиску	±0,01
15.	Температура відпрацьованих газів	°С	термістор в корпусі широкополосного λ-датчика	±5
16.	Коефіцієнт надміру повітря	-	широкополосний λ-датчик перед каталітичним нейтралізатором	±0,01

Продовження таблиці 3.2

<i>Параметри стану робочого тіла в циліндрі</i>				
17	Тиск газів в циліндрі	МПа	високотемпературний тензометричний перетворювач надлишкового тиску МИДА–ДИ–12П–081, аналого-цифровий перетворювач USB Autoscore II, підсилювач сигналу на базі диференціального швидкодіючого операційного підсилювача KP544УД2	±0,5%
<i>Параметри відпрацьованих газів</i>				
18	Температура відпрацьованих газів	°С	Термопара ТХА–410	±6
		кПа	датчик абсолютного тиску MPX4250А	±3
19	Концентрації у ВГ CO, CO ₂ , C _m H _n (за гексаном)	%, млн ⁻¹	Багатокомпонентний газоаналізатор «Автотест-02 CO-CO ₂ - CH- O ₂ -□-Т»	±6 %
<i>Параметри навколишнього середовища</i>				
20	Атмосферний тиск	Па	барометр-анероїд НД-49-А	±100
21	Температура повітря	°С	ртутний термометр	±0,1%
22	Відносна вологість повітря	%	волосяний гігрометр	±2,5

Під час експериментальних випробувань двигунів визначались такі параметри: годинні витрати палива $G_{\text{пал}}$ і повітря $G_{\text{пов}}$, крутний момент M_k і частота обертання колінчастого вала двигуна n_d , кут випередження запалювання θ , кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{\text{др}}$, розрідження у впускному колекторі ΔP_k і температури: повітря у впускному колекторі $t_{\text{вп}}$, охолоджуючої рідини $t_{\text{ох}}$ і відпрацьованих газів $t_{\text{вг}}$, концентрації ЗР у ВГ – C_{CO} , C_{CH} до і після системи нейтралізації ВГ.

За отриманими результатами визначались: ефективна потужність N_e , питома ефективна витрата палива g_e , коефіцієнт надміру повітря α та коефіцієнт наповнення циліндрів свіжим повітрям η_v , масові викиди, C_{CO} , C_{CH} у ВГ та ефективність нейтралізації ЗР E_{CO} , E_{CH} .

Оскільки об'єкт експериментального дослідження, а саме, двигун з іскровим запалюванням, обладнано системою трикомпонентної нейтралізації зі зворотнім зв'язком, то з метою оцінювання екологічних показників двигуна у роботі застосовано метод спрощеного оцінювання, який полягає у наступному. В процесі експериментального дослідження визначаються концентрації CO та CH у ВГ до і після системи нейтралізації, контролюється стан системи регулювання складу паливоповітряної суміші, яка забезпечує ефективність нейтралізації, а також визначається ефективність нейтралізації вимірюваних ЗР. На основі цих даних робиться висновок про ефективність чи неефективність системи нейтралізації в цілому, за трьома компонентами CO, CH та NOx. У разі зниження ефективності нейтралізації NOx внаслідок збіднення суміші, яке можливе при вичерпанні можливостей регулювання складу суміші при високому вмісті етанолу, можна однозначно робити висновок про значне збільшення викидів NOx, яке не має сенсу оцінювати кількісно (у цьому випадку, ефективність нейтралізації NOx близька до нуля і робота двигуна в такому режимі недоцільна). У разі забезпечення системою управління двигуном необхідного для ефективної трикомпонентної нейтралізації регулювання складу паливоповітряної суміші викиди NOx можна опосередковано оцінити за величиною температури продуктів згоряння, яка досліджується як експериментально, так і розрахунково.

3.3 Методика отримання та обробки експериментальних індикаторних діаграм двигуна при використанні спиртовмісних палив

Для отримання індикаторної діаграми роботи двигуна з іскровим запалюванням при живленні паливами з різним вмістом етанолу

використовувався високотемпературний тензометричний перетворювач надлишкового тиску МИДА–ДИ–12П–081 (рис. 3.8). Перетворювач було встановлено на ДВЗ в спеціальний отвір, що розміщувався в головці блоку циліндрів та давав змогу отримувати дані тиску в 4 циліндрі. Отримуваний сигнал датчику тиску подавався на підсилювач сигналу на базі диференціального швидкодіючого операційного підсилювача КР544УД2, після чого на один з каналів аналого-цифрового перетворювача USB Autoscope II (рис. 3.9), та за допомогою програмного забезпечення встановленого на ПК USB Oscilloscope-1 записувався у файл.



Рисунок 3.8 – Високотемпературний тензометричний перетворювач надлишкового тиску МИДА–ДИ–12П–081 встановлений на двигуні



Рисунок 3.9 – Аналого-цифровий перетворювача USB Autoscope II

До аналого-цифрового перетворювача також подавався керуючий сигнал з котушки запалювання 4 циліндру, та датчика повороту колінчатого валу.

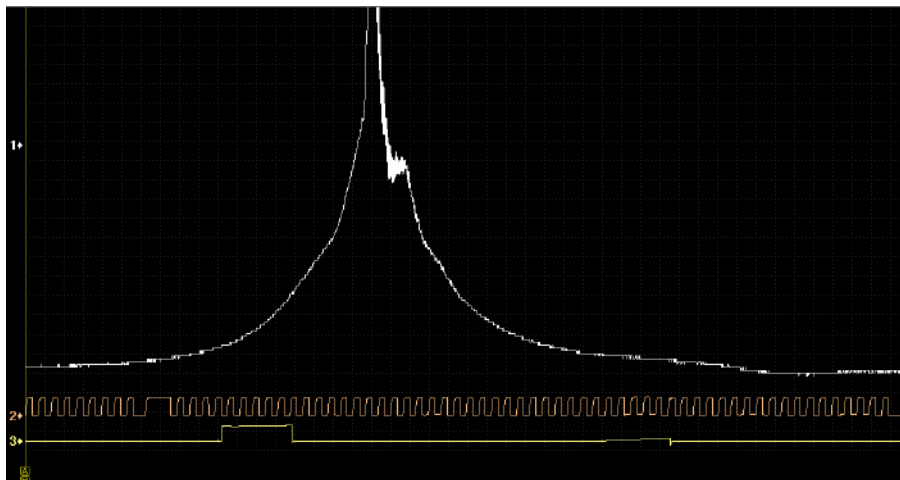


Рисунок 3.10 – Приклад візуалізації сигналів з датчиків за допомогою програмного забезпечення USB Oscilloscope-1

Отримані діаграми зберігались в окремі файли, відповідно до точок, що відповідали різним режимам роботи двигуна. З одного файлу обирались послідовно 25 діаграм, що відповідали повному одному циклу роботи двигуна. До кожної діаграми застосовувався скрипт який перетворював графічний сигнал індикаторної діаграми в масив точок, вказуючи їх точну кількість (x), що відповідали тиску в циліндрі вираженому у вольтах для подальшого опрацювання в математичній моделі.

За допомогою програми USB Oscilloscope-1, отримувались часові координати точок моменту запалювання (A_1) та верхньої мертвої точки (A_2). Підставивши ці координати у формули отримувались наступні показники:

Частота обертання колінчастого валу, с^{-1} :

$$n_d = \frac{2}{t \cdot (6 \cdot 10^7)}, \quad (3.1)$$

де t - Тривалість циклу;

Тривалість циклу, *мкс*:

$$t = x \cdot 8, \quad (3.2)$$

де x – кількість точок індикаторної діаграми, що відповідає одному повному циклу роботи ДВЗ;

Кут випередження запалювання, *град п.к.в*:

$$\theta = \frac{6 \cdot n_d \cdot (A_1 - A_2)}{10^6}, \quad (3.3)$$

де n_d – частота обертання колінчатого валу, хв^{-1} ;

A_1 - координати моменту запалювання

A_2 – координати верхньої мертвої точки;

Крок повороту колінчатого валу:

$$\varphi = \frac{6 \cdot n_d \cdot (t \cdot 10^6)}{x}, \quad (3.4)$$

де n_d – частота обертання колінчатого валу, хв^{-1} ;

t - тривалість циклу, *мкс*;

x – кількість точок індикаторної діаграми, що відповідає одному повному циклу роботи ДВЗ.

У висновку проміжного етапу обробки даних було отримано масив даних який містив кут випередження запалювання, тривалість циклу, крок повороту колінчастого валу, частоту обертання колінчастого валу та кількість точок, що відповідали тиску вираженому у вольтах для кожної з точок навантажувальної характеристики.

Наступним етапом була обробка вищезазначеного масиву даних в середовищі Mathcad для розрахунку індикаторних показників циклу і характеристик тепловиділення двигуна внутрішнього згоряння.

Вхідними даними були основні параметри двигуна такі як: D - діаметр циліндра, S - хід поршня, L - довжина шатуна, ε - ступінь стискання, V_h - робочий

об'єм циліндру. В програму також вносились дані отримані з досліду: $G_{\text{пал}}$ - годинна витрата палива, $G_{\text{пов}}$ - годинна витрата повітря, P_k - тиск у впускному колекторі, η_v - коефіцієнт наповнення, P_0 - тиск навколишнього середовища, N_e - ефективна потужність, l_0 - теоретична кількість повітря для згоряння 1 кг палива, h_H - нижча теплота згоряння палива та $g_{\text{ет}}$ – вміст етанолу в паливі.

Програма [47] дозволяє з отриманого масиву значень даних від датчику тиску, початкового кута повороту колінчатого валу та значення кута випередження запалювання визначити розгорнуту індикаторну діаграму. Із розгорнутої індикаторної діаграми визначається максимальний тиск P_{max} в циліндрі під час згоряння і кут повороту колінчатого валу, що відповідає початку третьої фази згоряння ϕ_{max} .

Середній індикаторний тиск p_i і середній тиск насосних втрат p_n визначались із індикаторних діаграм методом чисельного інтегрування виразів (2.54), (2.56) – (2.58). Зміна об'єму циліндра в залежності від кута п.к.в. визначається за формулою (2.17).

Для аналізу процесу згоряння з розгорнутої індикаторної діаграми визначається характеристика тепловиділення [55]:

$$x_i = \frac{c_{vi} \cdot M_{\text{св.з}} \cdot (T_i - T_{n3}) + \int_{V_{n3}}^{V_i} p_i dV + Q_w}{G_u \cdot H_u}, \quad (3.5)$$

де c_{vi} - масова ізохорна теплоємність робочої суміші в циліндрі в i -тий момент часу, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

G_u - циклова подача палива, кг ;

$M_{\text{св.з}}$ - маса свіжого заряду за формулою (2.31), кг ;

$H_u = 44000$ - нижча теплота згоряння палива, $\text{кДж}/\text{кг}$;

T_i - температура газів в циліндрі в i -тий момент часу, K ;

$T_{n.з.}$ - температура газів в циліндрі на початку згоряння, K ;

p_i - тиск газів в циліндрі в i -тий момент часу, $Па$;

V_i - об'єм циліндра в i -тий момент часу, $м^3$;

$V_{nз}$ - об'єм циліндра на початку згоряння, $м^3$;

Q_w - кількість теплоти, відведеної від робочого тіла в циліндрі внаслідок теплообміну, $кДж$.

Масова ізохорна теплоємність робочої суміші в циліндрі визначається з використанням залежності, $кДж/(кг \cdot K)$:

$$C_{vm_i} = C_{vm_{пал}} \cdot \left(g_{пал} - x_{i-1} \cdot \frac{g_{пов}}{l_0} \right) + C_{vm_{пов}} \cdot \left(g_{пов} - x_{i-1} \cdot g_{пов} \right) + C_{vm_{пз}} \cdot \left(g_{пз} + x_{i-1} \cdot \frac{g_{пов}}{l_0} + x_{i-1} \cdot g_{пов} \right), \quad (3.6)$$

де $C_{vm_{пал}}$ - масова ізохорна теплоємність суміші палив, $кДж/(кг \cdot K)$;

$C_{vm_{пов}}$ - масова ізохорна теплоємність повітря, $кДж/(кг \cdot K)$;

$C_{vm_{пз}}$ - масова ізохорна теплоємність продуктів згоряння, $кДж/(кг \cdot K)$.

Масова ізохорна теплоємність продуктів згоряння:

- При $\alpha \geq 1$

$$C_{vm_{пз}} = \left(0.73 + \frac{0.074}{\alpha} \right) + \left(0.148 + \frac{0.064}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} \cdot (T_i - 273)$$

- При $\alpha < 1$

$$C_{vm_{пз}} = (0.657 + 0.145 \cdot \alpha) + (0.125 + 0.087 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot (T_i - 273)$$

Масова ізохорна теплоємність повітря, $кДж/(кг \cdot K)$:

$$C_{vm_{пов}} = 0,6887 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot T_i + 2 \cdot 10^{-8} \cdot T_i^2 - 8 \cdot 10^{-12} \cdot T_i^3. \quad (3.7)$$

Масова ізохорна теплоємність суміші палив, $\kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$:

$$\mu C_{vm_{\text{пал}}} = (1 - g_{et}) \cdot C_{vm_{\text{бенз}}} + g_{et} \cdot C_{vm_{et}}. \quad (3.8)$$

Масова ізохорна теплоємність етанолу, $\kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$:

$$C_{vm_{et}} = \frac{4.148 \cdot (4.946 + 49.087 \cdot 10^{-3} \cdot T_i - 23.855 \cdot 10^{-6} \cdot T_i^2) - 8.314}{46}. \quad (3.9)$$

Масова ізохорна теплоємність бензину (ізооктану), $\kappa \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$:

$$C_{vm_{\text{бенз}}} = \frac{4.187 \cdot (1.651 + 177.317 \cdot 10^{-3} \cdot T_i - 94.95 \cdot 10^{-6} \cdot T_i^2 + 19.752 \cdot 10^{-9} \cdot T_i^3) - 8.314}{114}. \quad (3.10)$$

Кількість теплоти, відведеної від робочого тіла в циліндрі внаслідок теплообміну визначають за залежностями (2.70) – (2.73).

Температура газів в циліндрі в i -тий момент часу визначається з рівняння стану ідеального газу (2.39). Газова стала робочої суміші в i -тий момент часу, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$:

$$R = 8314 \cdot \left(\left(g_{\text{пал}} - x_{i-1} \cdot \frac{g_{\text{пов}}}{l_0} \right) \cdot \left(\frac{1 - g_{et}}{\mu_{\text{пал}}} + \frac{g_{et}}{\mu_{et}} \right) + \frac{g_{\text{пов}} - x_{i-1} \cdot g_{\text{пов}}}{\mu_{\text{пов}}} + \frac{g_{\text{пз}} + x_{i-1} \cdot \frac{g_{\text{пов}}}{l_0} + x_{i-1} \cdot g_{\text{пов}}}{\mu_{\text{пз}}} \right), \quad (3.11)$$

де x_{i-1} - частка суміші, що згоріла на момент часу $i-1$ (з характеристики тепловиділення);

$g_{нал}, g_{нов}, g_{нз}$ - масові частки відповідно палива, повітря і продуктів згоряння в суміші на початку згоряння;

$\mu_{нал} = 114$ - мольна маса палива, $кг/кмоль$;

$\mu_{нов} = 28,95$ - мольна маса повітря, $кг/кмоль$;

$\mu_{нз} = 28,82$ - мольна маса продуктів згоряння, $кг/кмоль$;

$\mu_{ет} = 46$ - мольна маса етанолу, $кг/кмоль$.

Максимальна температура T_z в циліндрі під час згоряння визначається із масиву значень температури в циліндрі і є точкою умовного кінця згоряння $\varphi_{x_{max}}$.

Тривалість згоряння φ_z визначається від моменту проскакування електричної іскри до умовного кінця згоряння.

Середня швидкість наростання тиску під час згоряння, $МПа/град\ п.к.в.$:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_z - p_{zg}}{\varphi_{p_{max}} - \varphi_{zg}}, \quad (3.12)$$

де p_z - максимальний тиск в циліндрі під час згоряння, $МПа$;

p_{zg} - тиск в циліндрі в момент початку видимого горіння коли лінія дійсного тиску в циліндрі починає відхилятися від лінії стискання в циклі без згоряння, $МПа$;

$\varphi_{p_{max}}$ - кут п.к.в. при максимальному тиску в циліндрі, $град\ п.к.в.$;

φ_{zg} - кут п.к.в. в момент початку видимого горіння, $град\ п.к.в.$

Показник характеру згоряння m визначається шляхом перебору числових значень від 0 до 10 з кроком 0,01. Критерієм вибору потрібного значення є найкращий збіг експериментальної характеристики тепловиділення (3.5) з апроксимуючою залежністю (2.42).

Ефективність роботи каталітичного нейтралізатора за i -тою ЗР визначалася за формулою, %:

$$E_i = \frac{C_i - C_i^H}{C_i} \cdot 100, \quad (3.13)$$

де C_i – концентрація i -тої ЗР до нейтралізатора;

C_i^H – концентрація i -тої ЗР після нейтралізатора.

Результатом обробки даних був масив індикаторних показників циклу і характеристик тепловиділення двигуна внутрішнього згоряння що включав у себе: N_i - індикаторна потужність, N_g - потужність, затрачена на здійснення газообміну, N_m - потужність механічних втрат, p_{max} - максимальний тиск циклу, $\varphi_{p_{max}}$ - кут повороту при максимальному тиску, φ_{zg} - тривалість згоряння, m_{zg} - показник характеру згоряння з врахуванням характеристики тепловиділення, T_{max} - максимальна температура циклу, $\Delta p / d\varphi$ - середня швидкість наростання тиску при згорянні, φ_z - кут повороту початку другої фази згоряння, $\varphi_{x_{max}}$ кут повороту закінчення згоряння.

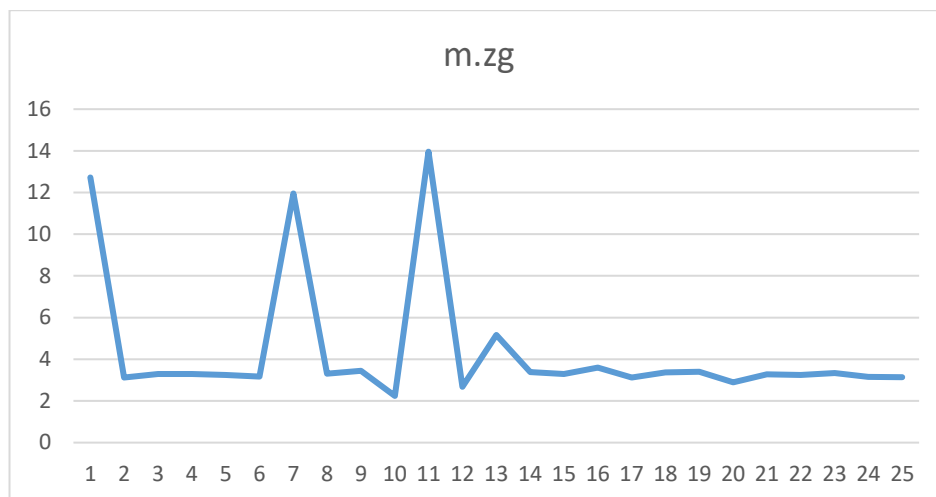


Рисунок 3.10 – Графічне зображення отриманого показнику характеру згоряння з врахуванням характеристики тепловиділення m_{zg} .

З метою врахування нерівномірності циклів, обиралось 25 послідовних циклів, наслідком цього виникла необхідність отримання середніх значень. Для цього отримані дані спочатку зображувались графічно, з метою виключення точок, які явно лежать за межами графіку та далекі від істини (приклад на рисунку 3.10).

3.4 Висновки до розділу

1. Визначено мету, завдання і програму експериментальних досліджень впливу вмісту етанолу в паливі на показники роботи двигуна.

2. Здійснено вибір об'єкта, технічних та програмних засобів, а також методики проведення експериментальних досліджень, які дозволяють комплексно оцінити вплив використання спиртовмісного палива на ефективність та екологічність двигуна.

3. Уточнено методику обробки експериментальних індикаторних діаграм під час живлення двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів бензином з добавками етанолу до 75%.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛІНОМІАЛЬНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА В ОСНОВНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ПРИ ЖИВЛЕННІ ПАЛИВАМИ З РІЗНИМ ВМІСТОМ ЕТАНОЛУ

4.1 Результати стендових випробувань

Результати дослідження показників двигуна при частоті обертання 2400 хв^{-1} показують (рис. 4.1), що при майже однаковій витраті повітря $G_{\text{пов}}$ двигуном і однаковому коефіцієнті наповнення η_v при роботі на трьох видах палива, витрата палива $G_{\text{пал}}$ E75 більша на 34,38% ніж витрата бензину і витрата E50 більша на 21,63% відповідно, що пов'язано з меншою теплотою згорання сумішевого палива. Система керування паливopoдачею автоматично корегує кількість палива, що впорскується для забезпечення стехіометричного складу паливopoвітряної суміші, що в свою чергу забезпечує майже однаковий коефіцієнт надміру повітря α при роботі на всіх паливах.

Енергетична ефективність двигуна при використанні палив E50 та E75 мінімально відрізняється від енергетичної ефективності при використанні бензину. Про це свідчать показники ступеня відкриття дросельної заслінки $\varphi_{\text{дрос}}$, розрідження у впускному колекторі ΔP_k і кута випередження запалювання θ які практично не відрізняються від показників отриманих при використанні бензину (рис. 4.1). Потужність двигуна при повному відкритті дросельної заслінки при використанні E50 така сама як і при використанні бензину, а при використанні E75 нижча на 1,83% в порівнянні з бензином. Ефективність використання палива у масовому еквіваленті, що визначається питомою ефективною витратою палива g_e при використанні E75 та E50 погіршується пропорційно збільшенню $G_{\text{пал}}$. При цьому, ефективність використання палива q_e у тепловому еквіваленті практично однакова для всіх видів палива.

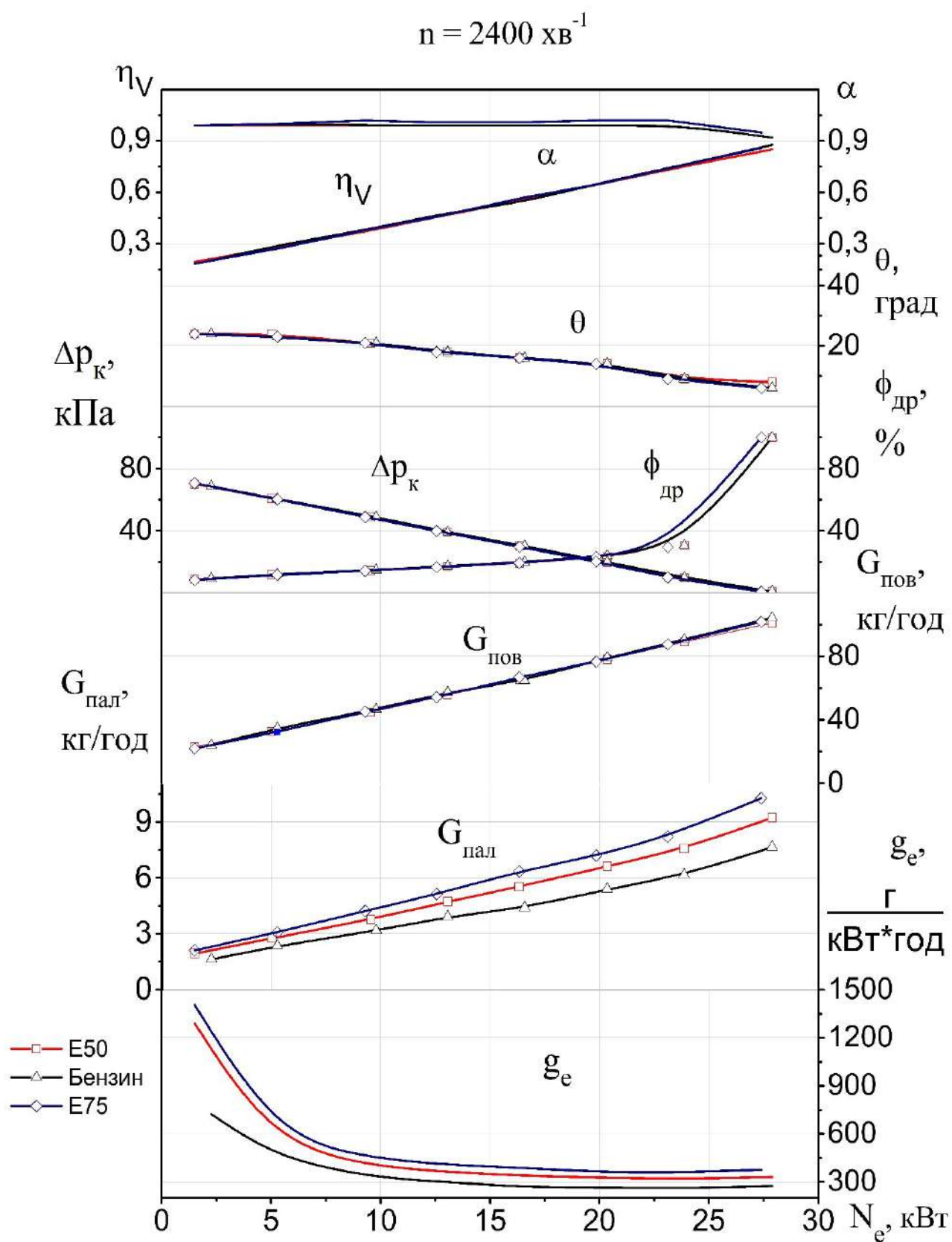


Рисунок 4.1 – Паливна економічність та параметри систем подачі палива і повітря та запалювання двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

Параметри температурного стану двигуна (рис. 4.2), що оцінені за температурою охолоджуючої рідини t_{ox} та повітря у впускному колекторі $t_{вп}$ практично однакові для всіх палив. Температура відпрацьованих газів $t_{вг}$ при використанні бензину та палива E50 практично мало відрізняються. При використанні палива E75 спостерігається певне зниження температури $t_{вг}$, що потребує додаткового аналізу.

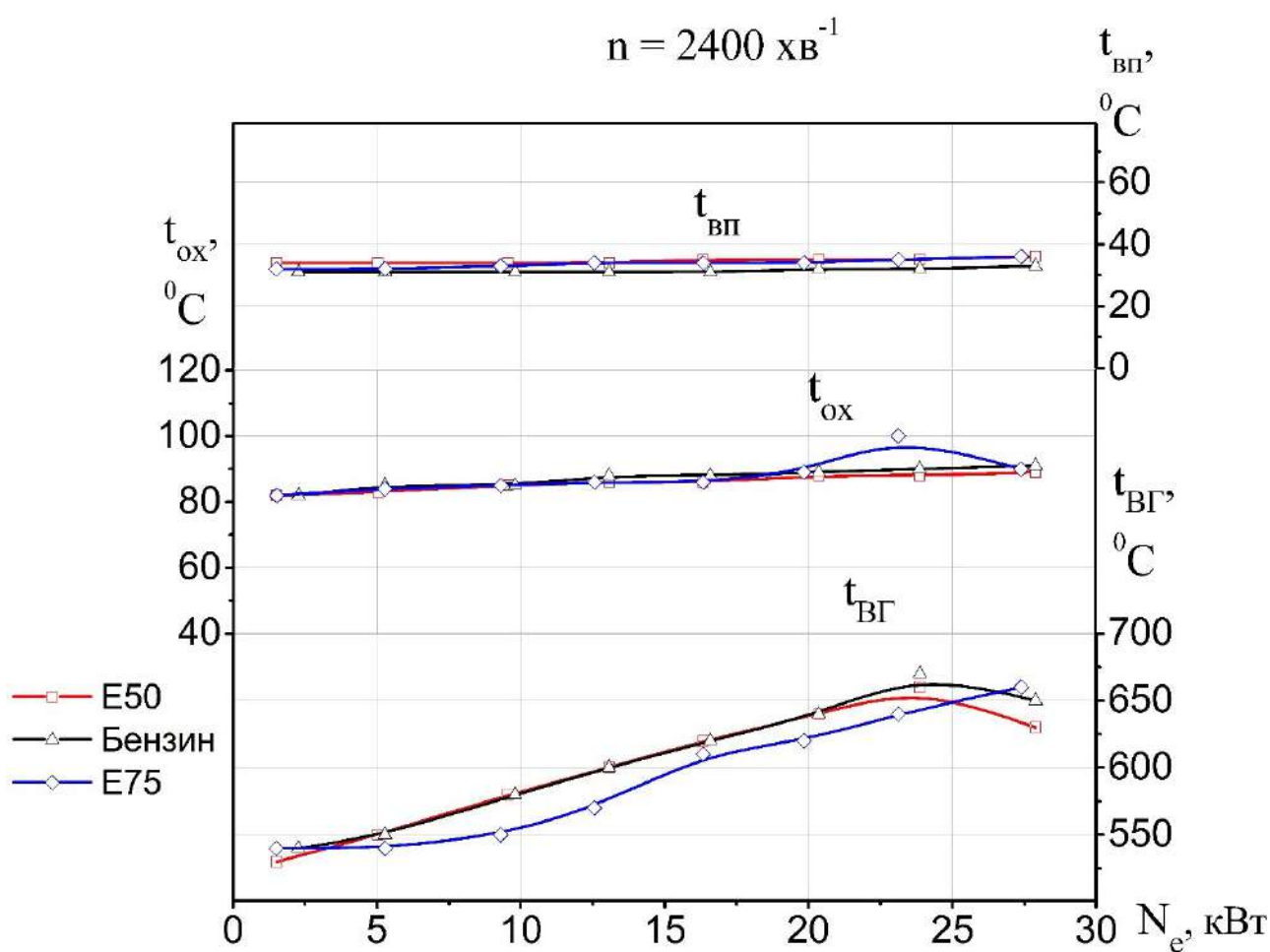


Рисунок 4.2 – Температурні параметри двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

Концентрації у відпрацьованих газах до і після нейтралізаторів оксиду вуглецю C_{CO} , вуглеводнів C_{CmHn} та вуглекислого газу C_{CO_2} дозволяють встановити ефективність нейтралізації окремих речовин E_{CO} , E_{CH} системою нейтралізації відпрацьованих газів (рис 4.3).

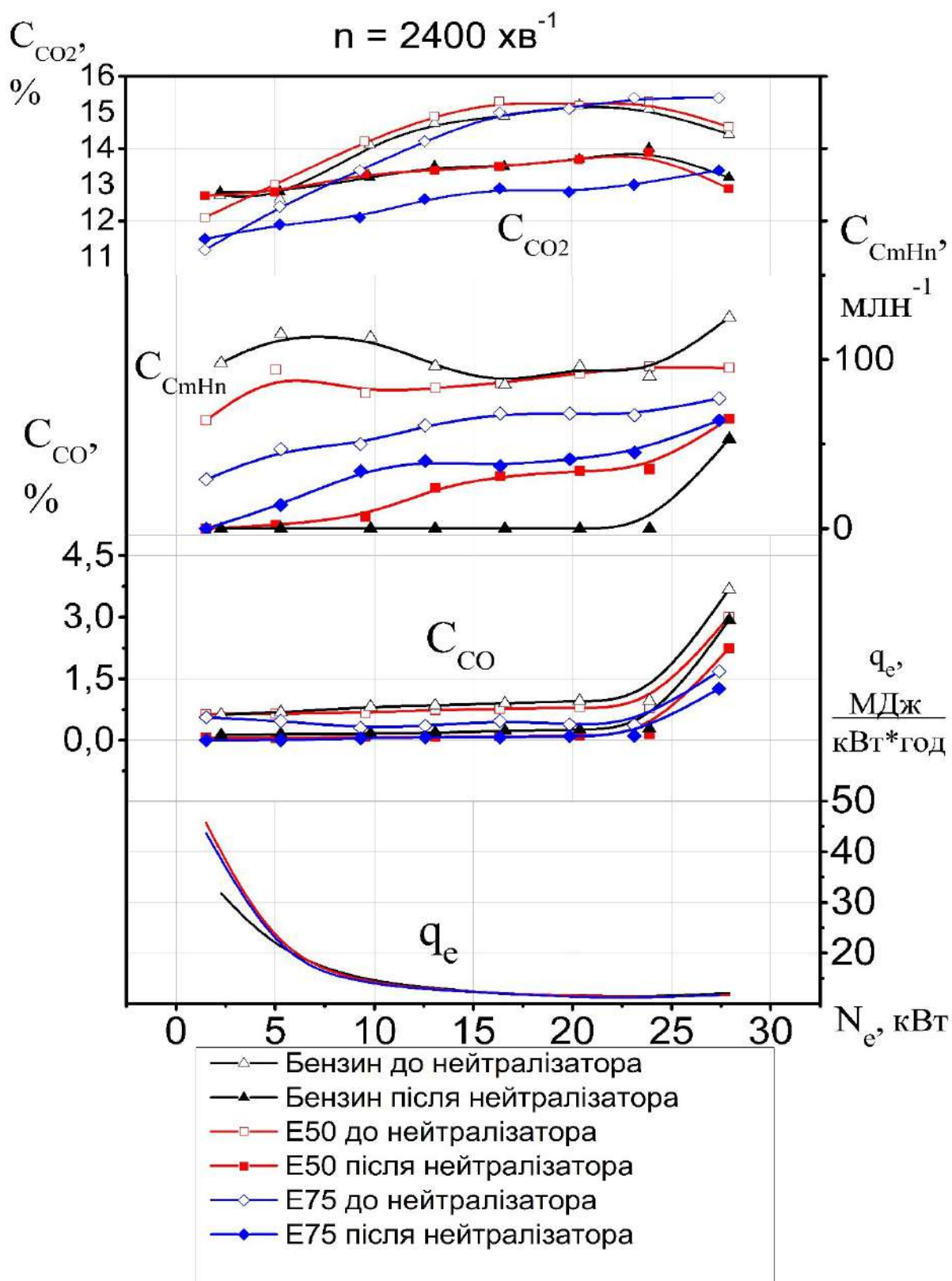


Рисунок 4.3 – Концентрації ЗР у відпрацьованих газах двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

Збільшення вмісту етанолу знижує концентрацію CO до нейтралізатора, що також призводить і до зниження масових викидів G_{CO} . При використанні палива E75 масові викиди G_{CO} до нейтралізатора нижчі на 55,75% в порівнянні з масовими викидами G_{CO} при роботі двигуна на бензині, та при використанні E50 нижчі на 18,76% відповідно. Масові викиди G_{CO} після нейтралізатора на палива E75 нижчі на 60,40%, та на паливі E50 нижчі на 32,26% в порівнянні з масовими викидами G_{CO} при живленні двигуна бензином. Отже, використання палив з більшим вмістом етанолу значно зменшує викиди CO.

Середнє значення концентрації CO_2 до нейтралізатора при використанні палива E75 становить 14,01%, при використанні палива E50 - 14,33%, та при використанні бензину 14,21%, складно прослідкувати певну залежність. Середнє значення концентрації CO_2 після нейтралізатора на паливі E75 становить 12,53%, на палива E50 – 13,28%, і на бензині 13,34%. Масові викиди G_{CO_2} до нейтралізатора нижчі на 2,7% при використанні палива E75, та нижчі на 1,14% при використанні палива E50 в порівнянні з бензином. Масові викиди G_{CO_2} після нейтралізатора нижчі на 8,1% при використанні палива E75, та нижчі на 2,9% при використанні палива E50 в порівнянні з бензином. З цього слідує висновок, що зі збільшенням вмісту етанолу в паливі викиди CO_2 знижуються. До нейтралізатора концентрація CH знижується при збільшенні вмісту етанолу в паливі. Однак після нейтралізатора картина виглядає навпаки: концентрації CH зростають при збільшенні вмісту етанолу. Отже знижується ефективність нейтралізації CH. Останнє можливо пов'язано з температурою ВГ, яка знижується при збільшенні вмісту етанолу в паливі. Ефективна нейтралізація вуглеводнів досягається при більш високих температурах. Крім того, при збільшенні вмісту етанолу в паливі змінюється баланс O_2 -CO-CH- NO_x у ВГ, що в комплексі з впливом температури також може бути причиною зниження ефективності нейтралізації CH. Отже, за сукупним впливом всіх факторів масові викиди вуглеводнів G_{CH} зростають при збільшенні вмісту етанолу в паливі.

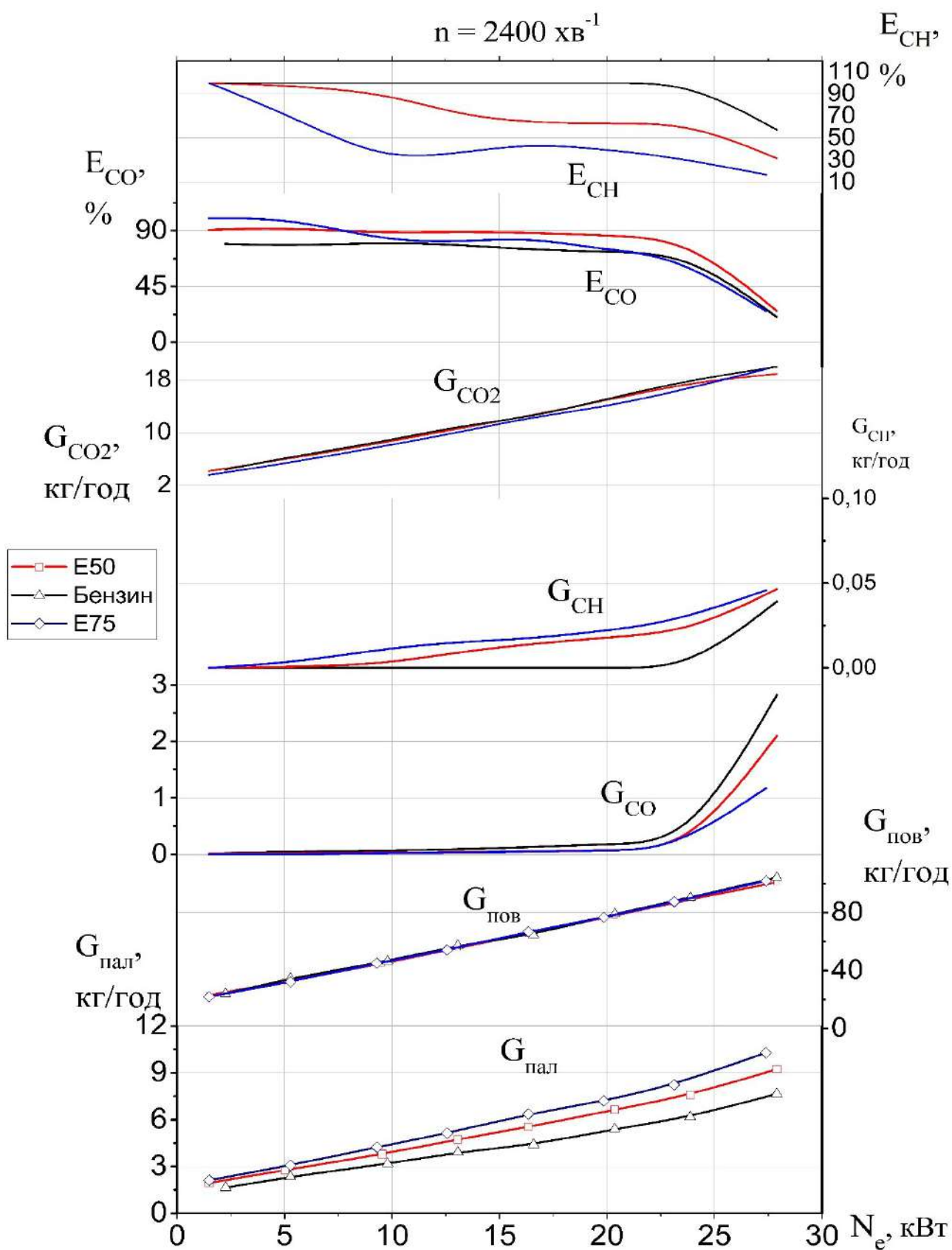


Рисунок 4.4 – Екологічні показники та ефективність нейтралізації
двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання
 2400 хв^{-1}

Результати дослідження показників двигуна при частоті обертання 3800 хв^{-1} показують (рис. 4.5), що аналогічно, як і при частоті обертання 2400 хв^{-1} , при майже однаковій витраті повітря $G_{\text{пов}}$ двигуном і однаковому коефіцієнті наповнення η_v при роботі на паливах з різним вмістом етанолу, витрата палива $G_{\text{пал}}$ збільшується у відповідності збільшенню вмісту етанолу в паливі. В середньому витрата палива при використанні E75 більше на 36,033% в порівнянні з бензином, а витрата E50 більша на 17.97%. Система керування паливоподачею забезпечує майже однаковий коефіцієнт надміру повітря α при роботі на всіх паливах.

Показники ступеня відкриття дросельної заслінки $\varphi_{\text{дрос}}$, розрідження у впускному колекторі ΔP_k і кута випередження запалювання θ , коли двигун працює на сумішевому паливі, практично не відрізняються від показників отриманих при використанні бензину, це свідчить про мінімальну різницю енергетичної ефективності двигуна при живленні бензином та паливами з вмістом етанолу.

Потужність двигуна при повному відкритті дросельної заслінки при використанні бензину складає 49,15 кВт, що більше на 3,06% ніж при живленні двигуном паливом E50 та E75 (47,69 кВт), що свідчить про незначну втрату потужності двигуном якщо він працює на етаноловмісному паливі.

Тенденція ефективності використання палива у масовому еквіваленті g_e та у тепловому еквіваленті q_e не змінилась з підвищенням обертів.

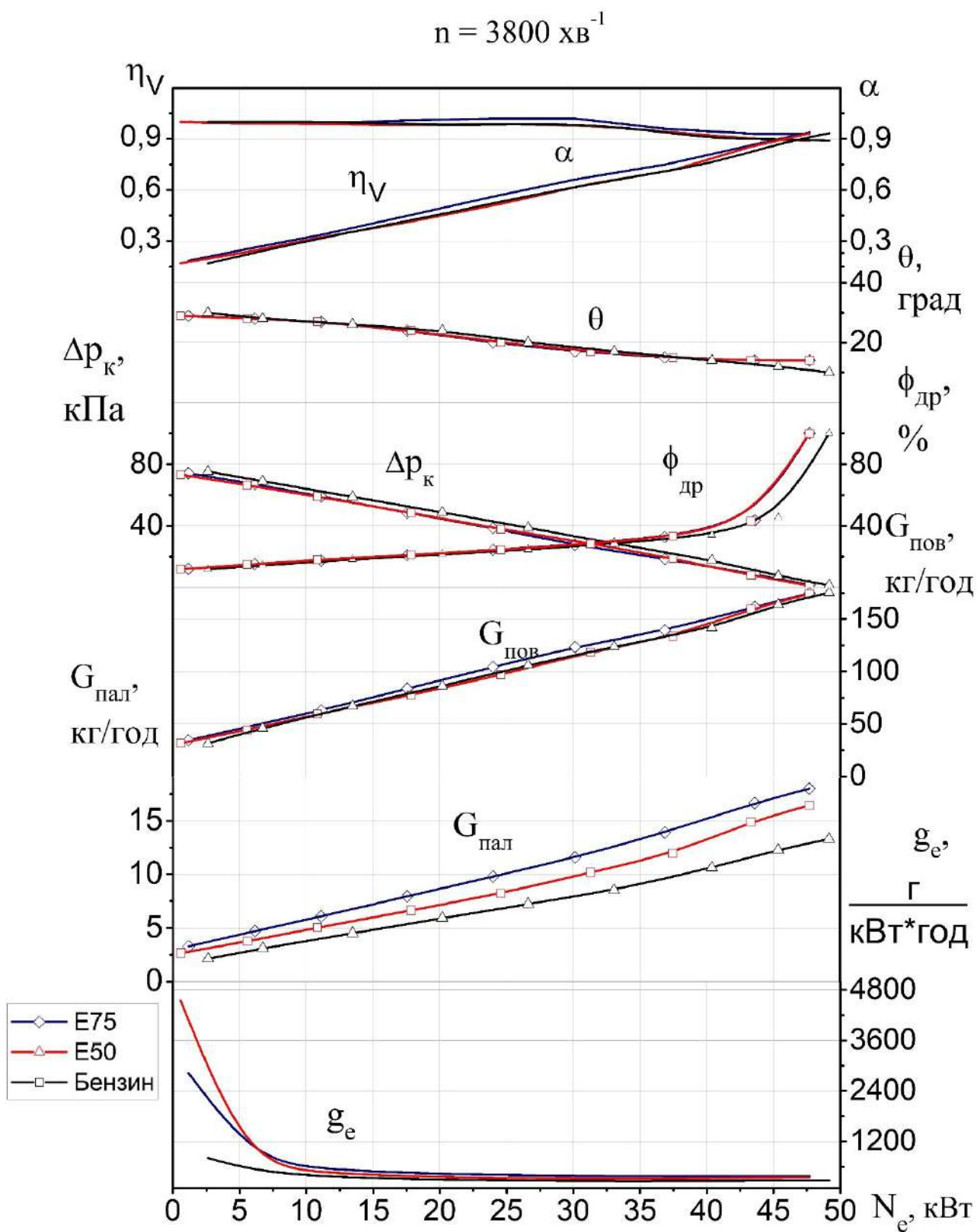


Рисунок 4.5 – Паливна економічність та параметри систем подачі палива і повітря та запалювання двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 3800 хв^{-1}

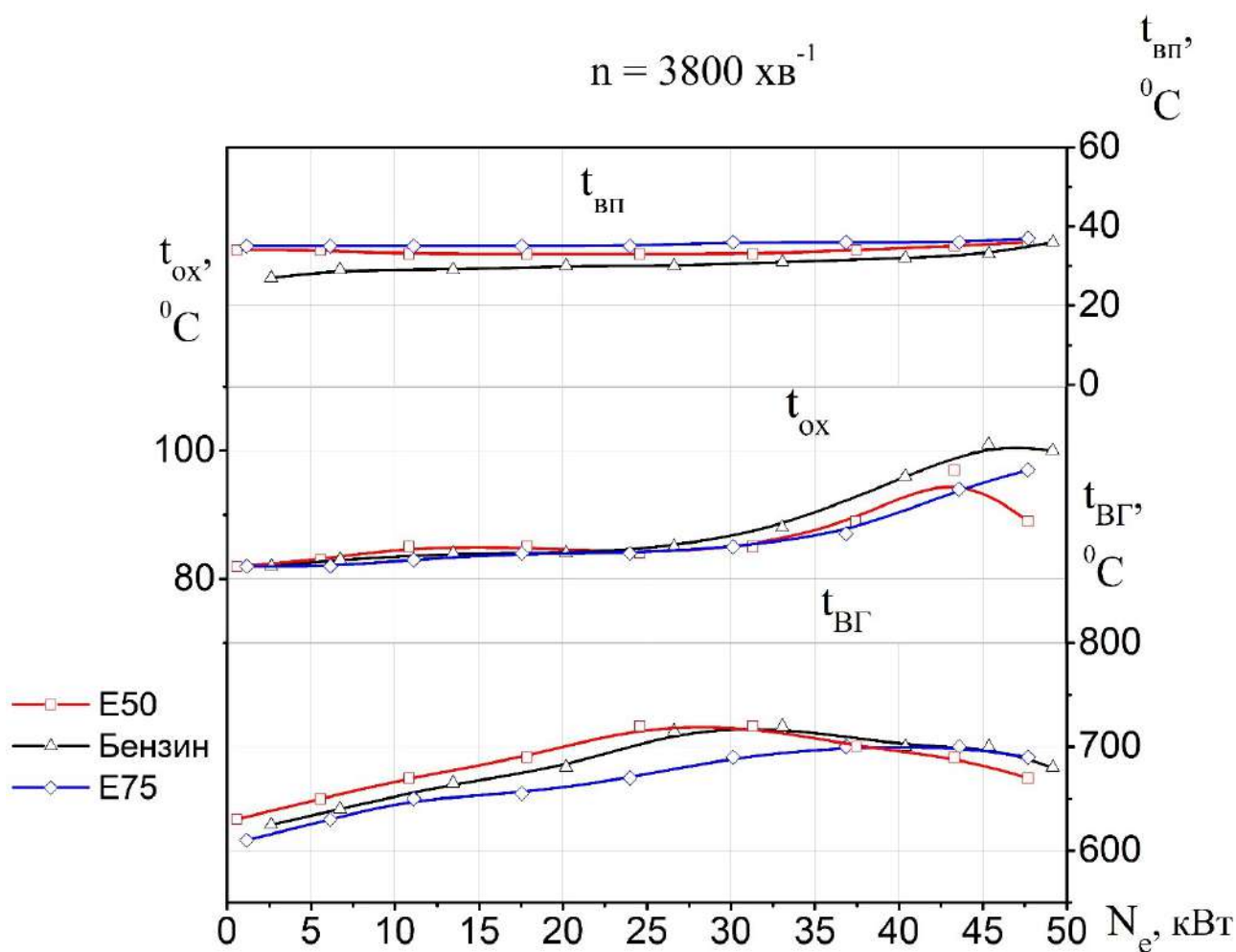


Рисунок 4.6 – Паливна економічність та параметри систем подачі палива і повітря та запалювання двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 3800 хв^{-1}

Параметри температурного стану двигуна (рис. 4.5), суттєво не залежать від наявності етанолу в паливі. Але при використанні палива E75 спостерігається певне зниження температури $t_{\text{вг}}$ як і при частоті 2400 об хв^{-1} .

При збільшенні обертів двигуна зберігається тенденція, що при збільшенні вмісту етанолу знижується концентрацію CO до нейтралізатора, що також призводить і до зниження масових викидів G_{CO} . Отже, використання палив з більшим вмістом етанолу зменшує викиди CO.

Значення концентрації CO_2 до нейтралізатора при використанні палив, що містить етанол не сильно залежить від вмісту етанолу. Масові викиди G_{CO_2} до нейтралізатора нижчі на 1,59% при використанні палива E50 в порівнянні з

бензином, проте для палива E75 більші на 5,78% при використанні палива в порівнянні з бензином.

Масові викиди G_{CO_2} після нейтралізатора нижчі на 1,84% при використанні палива E75, та нижчі на 8,34% при використанні палива E50 в порівнянні з бензином. З цього слідує висновок, що зі збільшенням вмісту етанолу в паливі викиди CO_2 знижуються, проте за частоти обертання 3800 хв^{-1} та використанні палива E50 масові викиди G_{CO_2} нижчі ніж при E75.

До нейтралізатора зберігається тенденція зменшення концентрації СН при збільшенні вмісту етанолу в паливі. Однак після нейтралізатора концентрації СН для етаноловмісного палива зростають при збільшенні вмісту етанолу, що свідчить про погіршення ефективності нейтралізації СН для етаноловмісного палива.

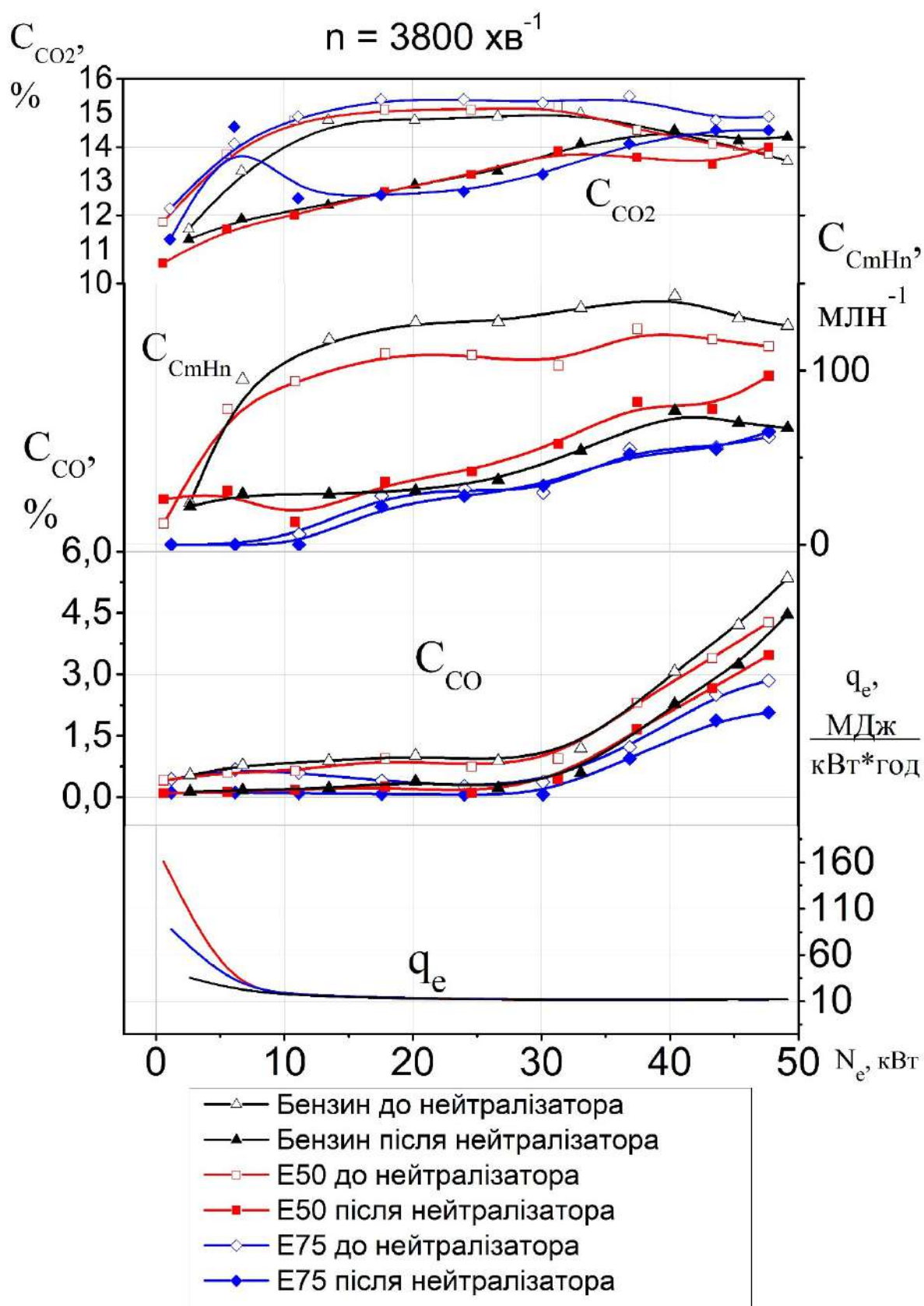


Рисунок 4.7 – Концентрації ЗР у відпрацьованих газах двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 2400 хв^{-1}

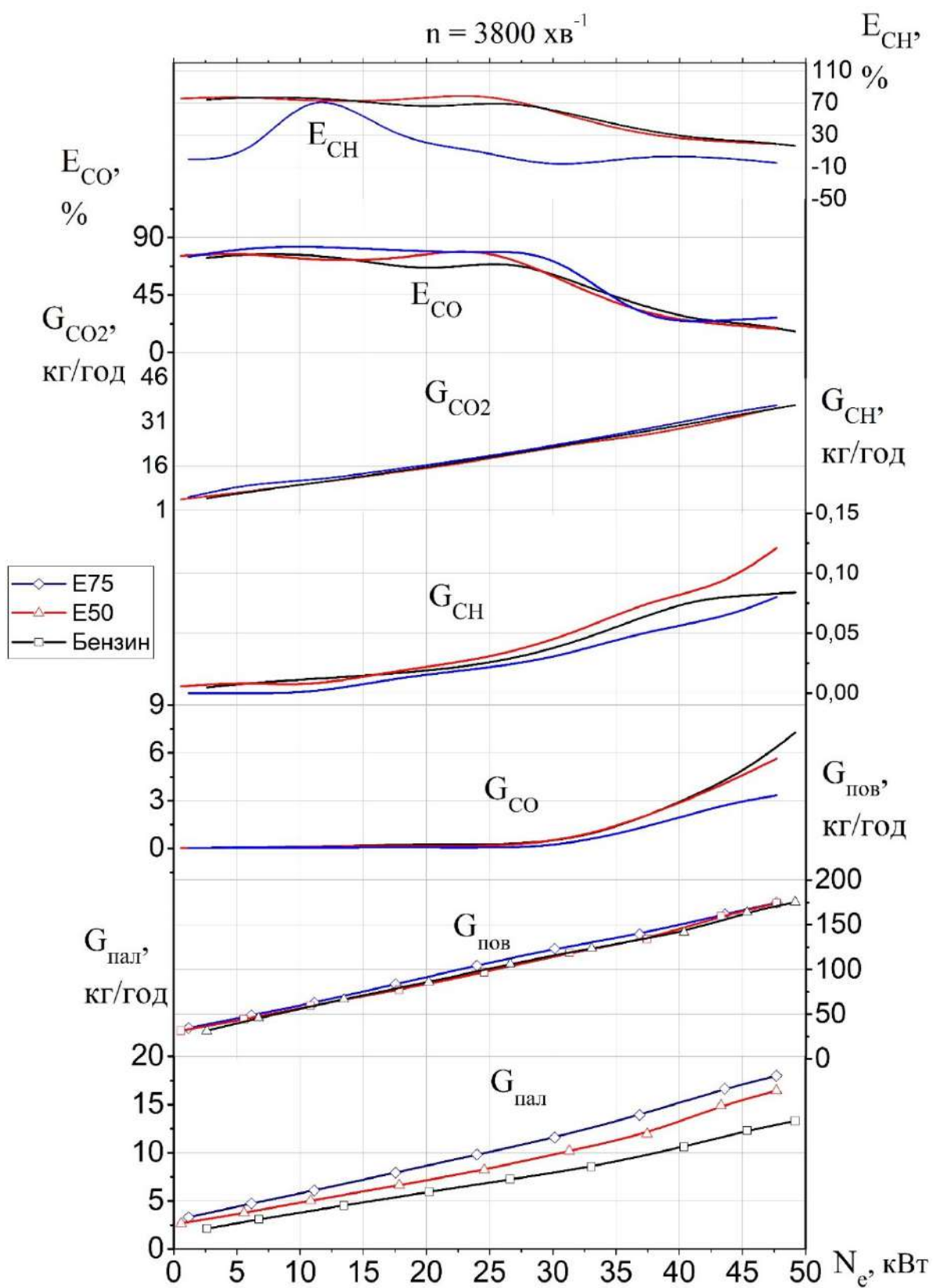


Рисунок 4.8 – Екологічні показники та ефективність нейтралізації двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання 3800 хв^{-1}

4.2 Порівняння результатів попереднього теоретичного та експериментального дослідження

З графічних залежностей коефіцієнту надміру повітря α (рис. 4.9), слідує наступне: експериментальна крива α для палива E50 лежить в межах теоретично розрахованих значень α ; експериментальна крива α для палива E75 дещо нижче від теоретично розрахованої, однак, не досягає необхідного значення ($\alpha = 1$). Останнє потребує уточнення розрахункової моделі та більш точного врахування густини та в'язкості спиртовмісного палива.

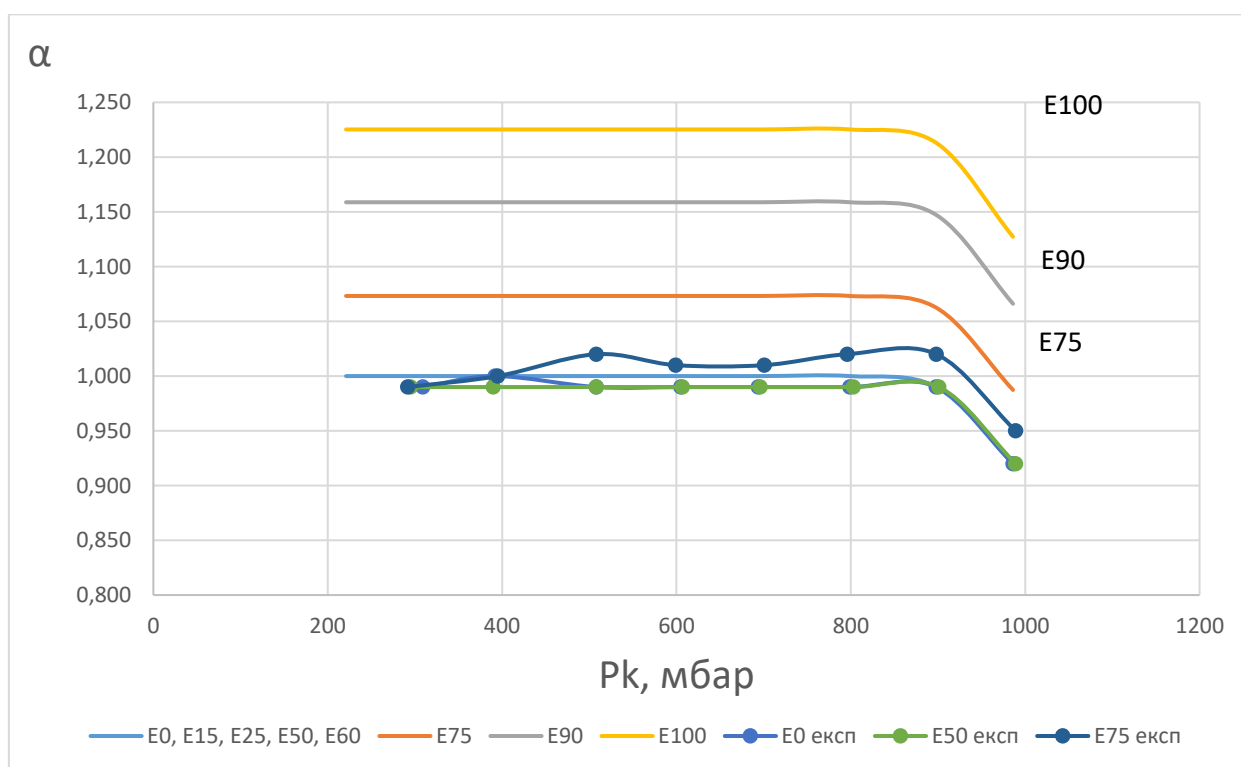


Рисунок 4.9 – Порівняння теоретичних та експериментальних залежностей коефіцієнту надміру повітря за частоти обертання 2400 хв^{-1}

Порівняння експериментальних та розрахункових значень годинної витрати палива (рис. 4.10), циклової подачі палива (рис. 4.11) та тривалості впорскування (рис. 4.12) також свідчить про достатню відповідність розрахункових та експериментальних значень цих параметрів для палив E50 та E75. Окремі відхилення можуть бути пов'язані з похибкою вимірювань.

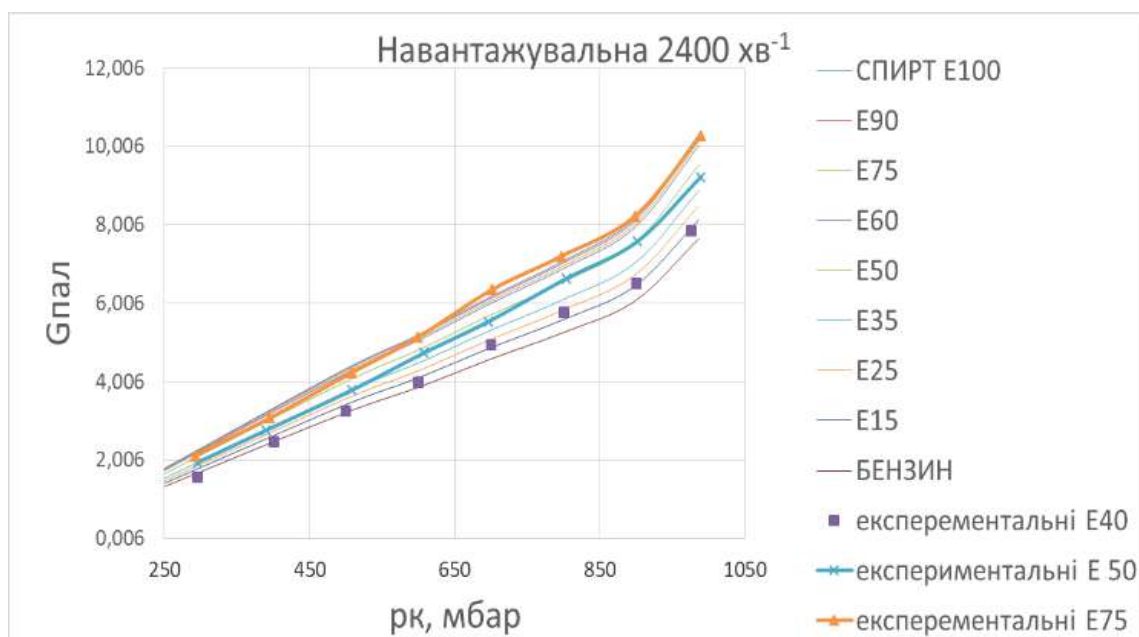


Рисунок 4.10 – Порівняння теоретичних та експериментальних залежностей годинної витрати палива

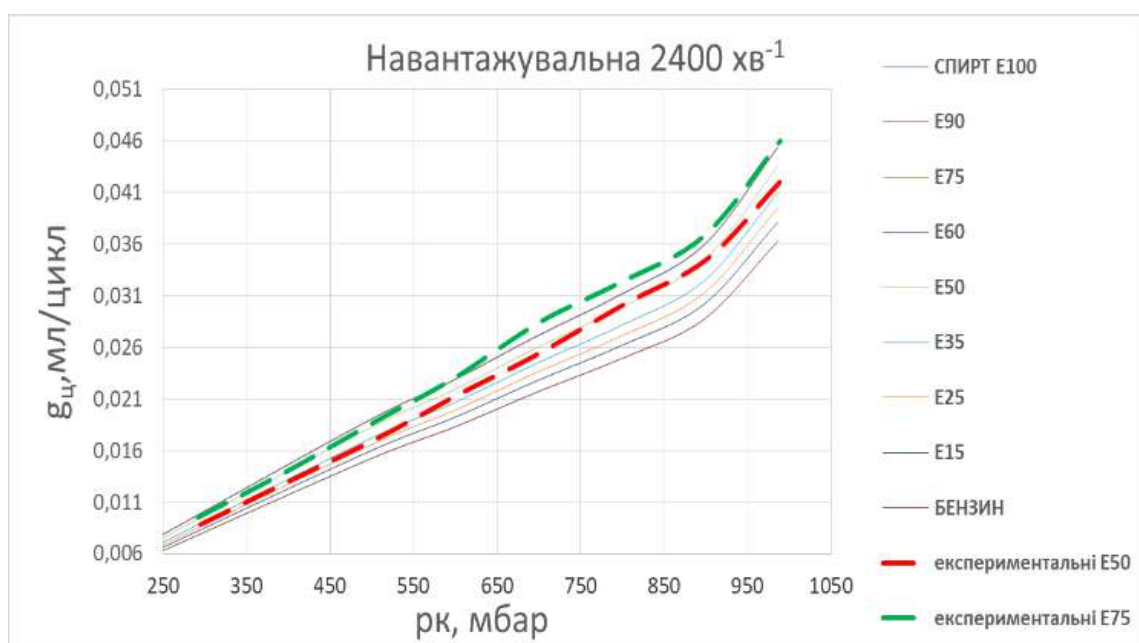


Рисунок 4.11 – Порівняння теоретичних та експериментальних залежностей циклової подачі палива

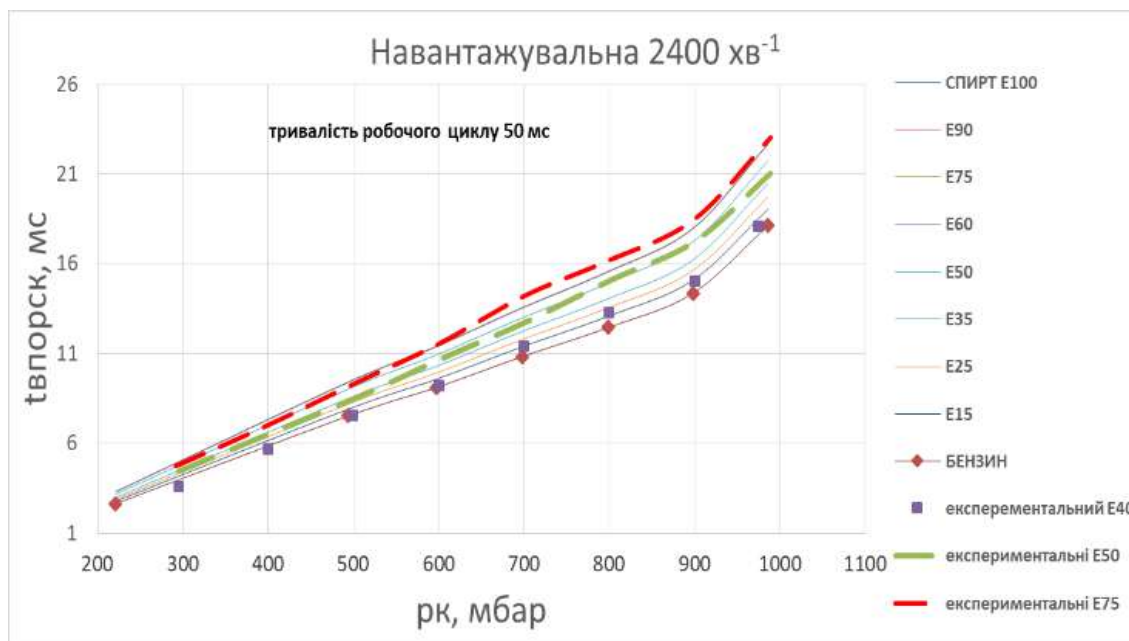
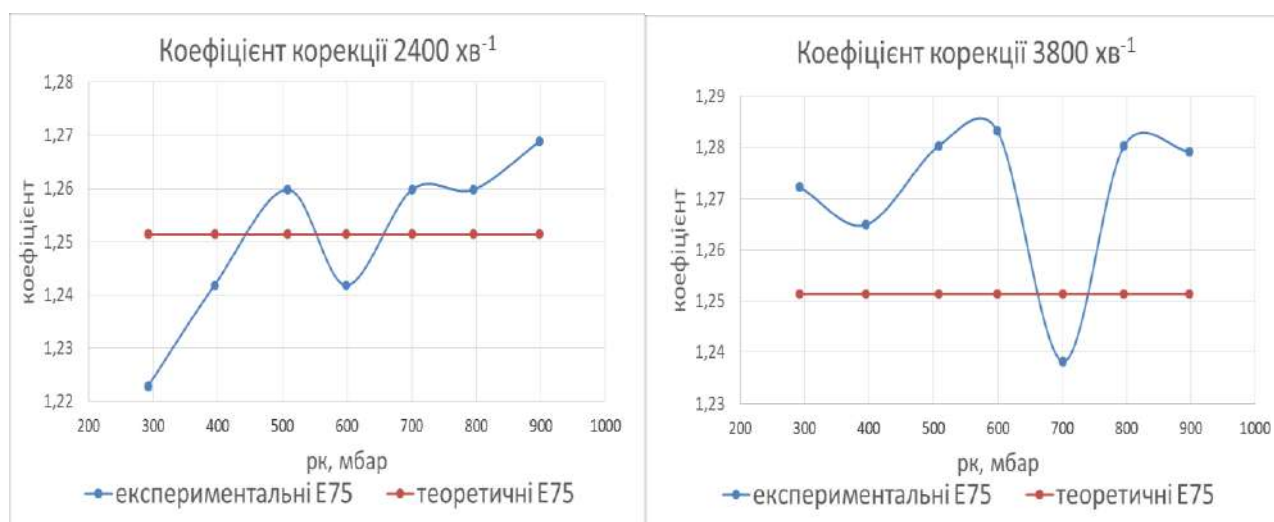


Рисунок 4.12 – Порівняння теоретичних та експериментальних залежностей часу впорскування

На основі експериментальних досліджень було визначено значення дійсного коефіцієнту корекції часу впорскування спиртовмісного палива Е75 у різних режимах роботи двигуна та порівняно їх з даними системи управління двигуном (рис. 4.13). Отримані результати свідчать, що дійсні значення коефіцієнту корекції знаходяться поблизу максимального значення 1,25, встановленого системою управління двигуном. Відхилення дійсних та заданих значень викликані впливом різних фізичних особливостей процесу впорскування палива та дією випадкових факторів, аналіз яких виходить за рамки даного дослідження.



а)

б)

Рисунок 4.13 – Порівняння значень дійсного коефіцієнту корекції часу впорскування палива E75 із заданим системою управління: а – при частоті 2400 хв⁻¹; б – при частоті 3800 хв⁻¹

4.3 Результати експериментального дослідження індикаторних показників

Отримані усереднені індикаторні діаграми для окремих режимів роботи двигуна під час живлення двигуна паливами з різним вмістом етанолу зображено на рис. 4.14, 4.15. Як видно з індикаторних діаграм, збільшення вмісту етанолу в паливі впливає на процеси згоряння та розширення: при збільшенні вмісту етанолу дещо знижуються значення тиску, що призводить до деякого зменшення індикаторної роботи циклу.

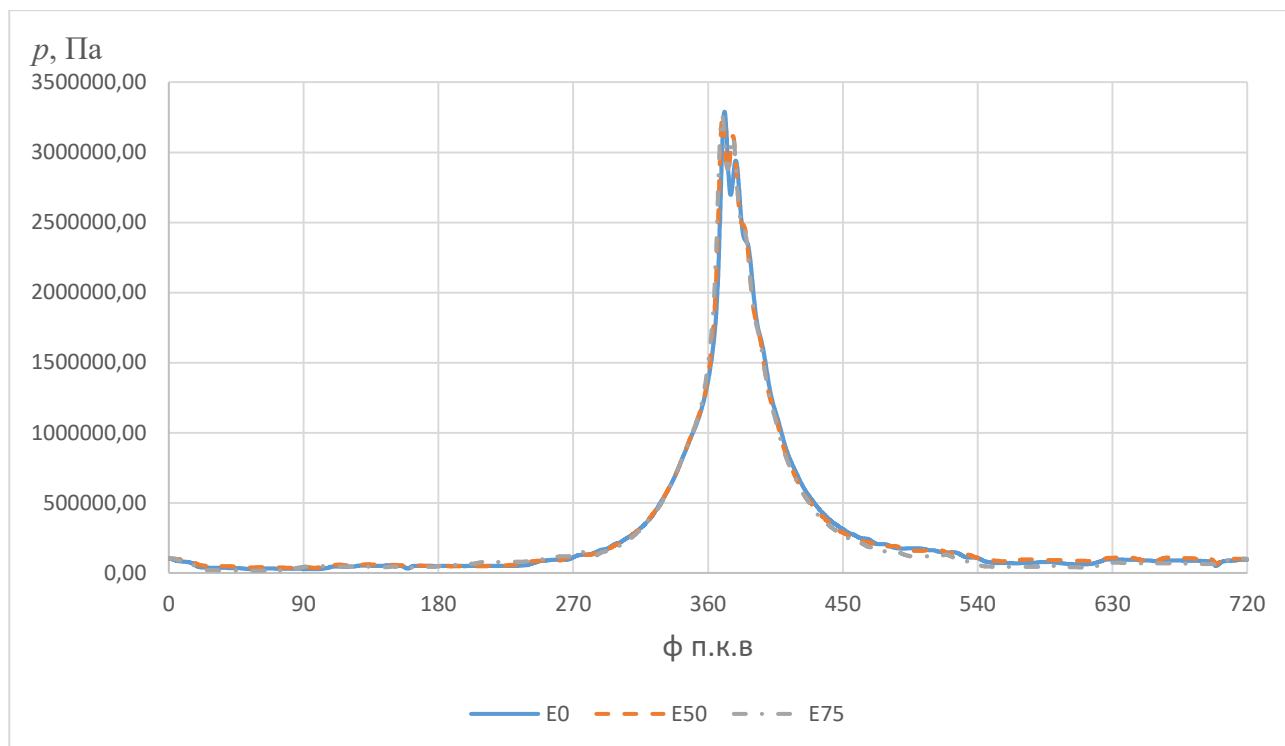


Рисунок 4.14 – Розгорнута індикаторна діаграма для палив з різним вмістом етанолу при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500$ мбар отримана експериментально

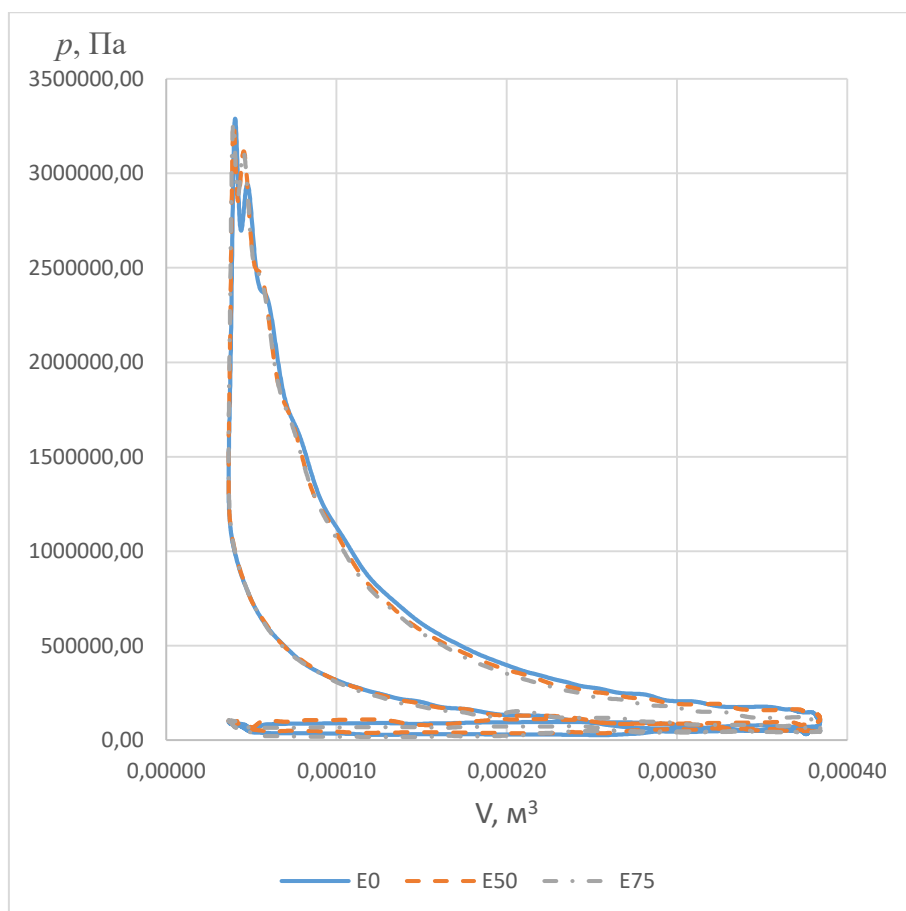


Рисунок 4.15 – Індикаторна діаграма для палив з різним вмістом етанолу при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500$ мбар отримана експериментально

За результатами обробки індикаторних діаграм у різних навантажувальних режимах отримано залежності максимального тиску та температури під час згоряння (рис. 4.16, 4.17). Як видно із представлених залежностей, вміст етанолу в паливі незначно впливає на значення максимального тиску в циліндрі в різних режимах роботи двигуна. Вплив на значення максимальної температури під час згоряння носить складаний характер: в одних режимах збільшення вмісту етанолу в паливі призводить до збільшення максимальної температури, в інших – до зменшення.

На основі аналізу процесу згоряння встановлено характеристики тепловиділення, для яких визначено тривалість та характер згоряння під час використання палив з різним вмістом етанолу (рис. 4.18, 4.19). З отриманих результатів видно, що збільшення вмісту етанолу в паливі спричиняє зменшення тривалості та показника характеру згоряння для більшості навантажувальних режимів. Отримані дані цих параметрів процесу згоряння є основою для встановлення поліноміальних залежностей для використання їх в математичній моделі робочого процесу двигуна.

Таким чином, наявність етанолу у паливі чинить вплив на робочий процес двигуна внутрішнього згоряння, проте аналіз отриманих показників ускладнюється наявною нерівномірністю циклів та похибками при вимірюванні тиску в циліндрі.

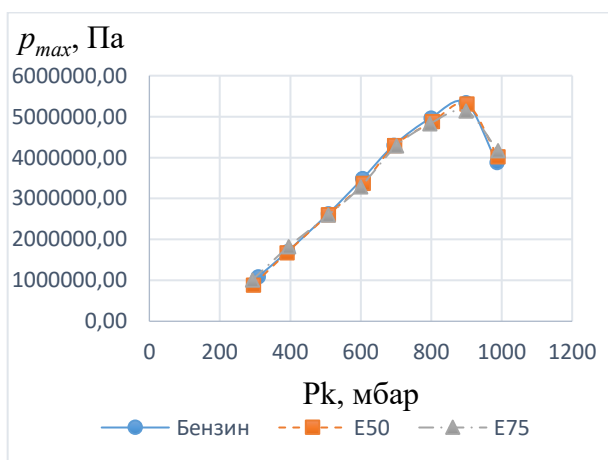


Рисунок 4.16 – Максимальний тиск циклу при $n=2400$ хв⁻¹,

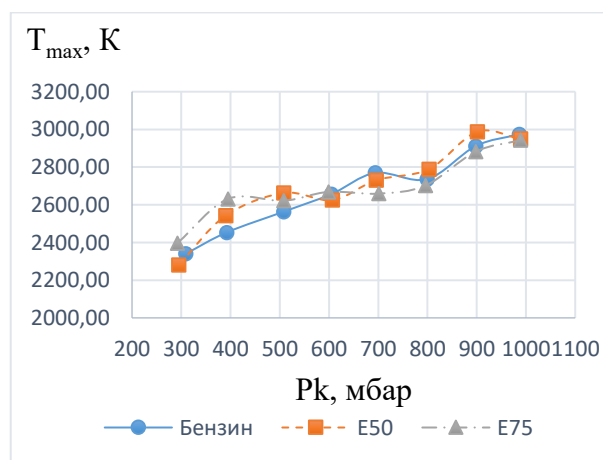


Рисунок 4.17 – Максимальна температура циклу при $n=2400$ хв⁻¹,

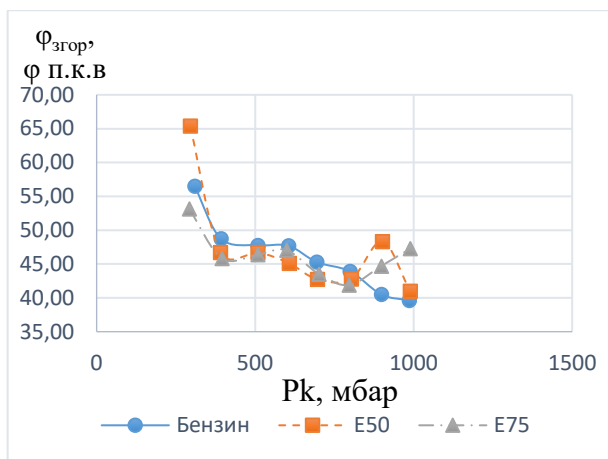


Рисунок 4.18 – Тривалість згоряння при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$,

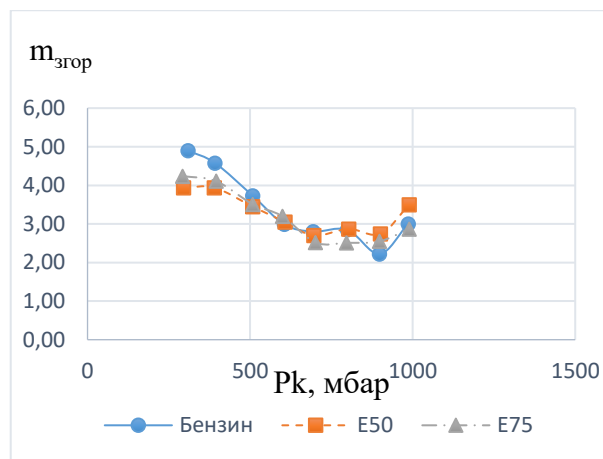


Рисунок 4.19 – Показник характеру згоряння при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$,

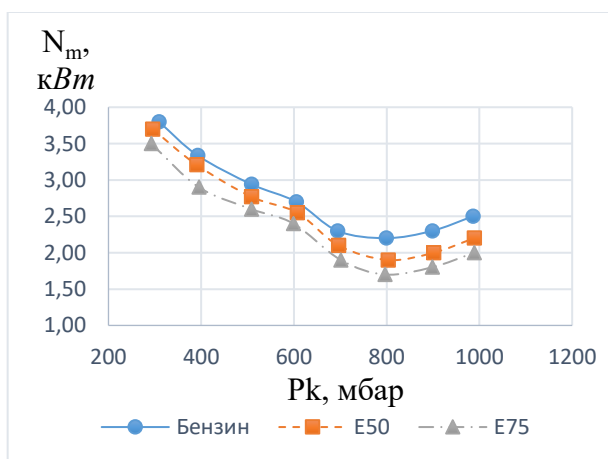


Рисунок 4.22 – Потужність механічних втрат N_m за частоти обертання 2400 хв^{-1}

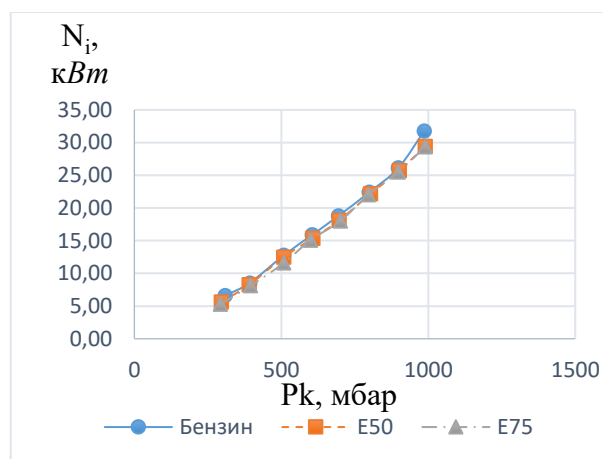
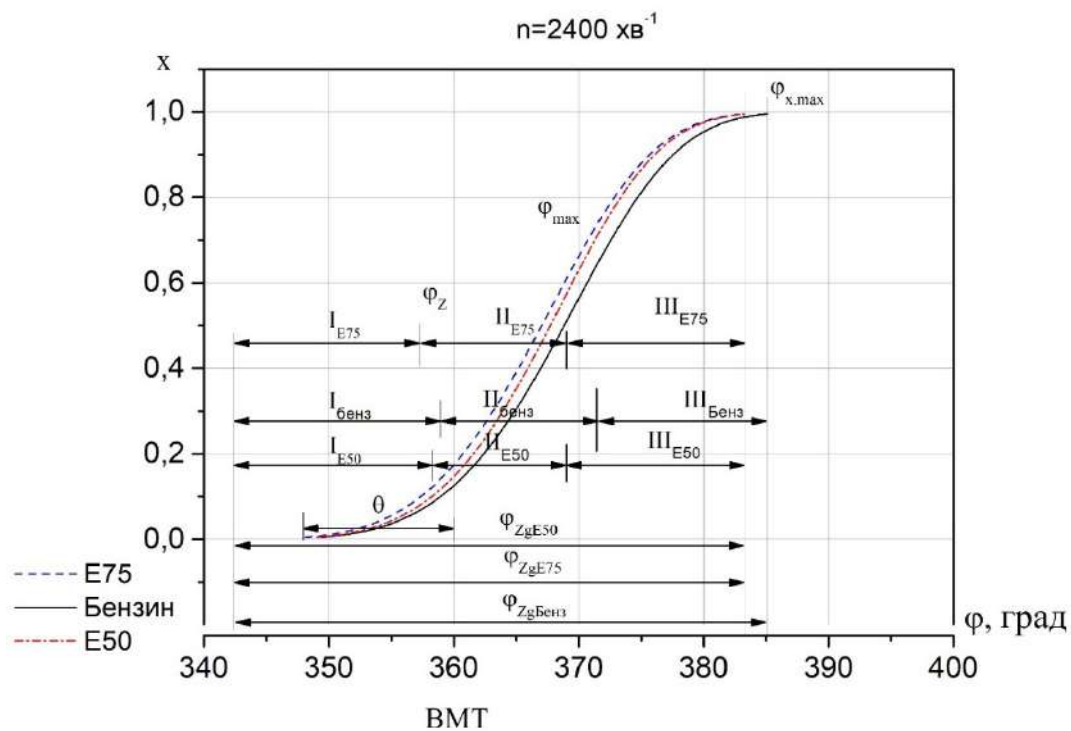
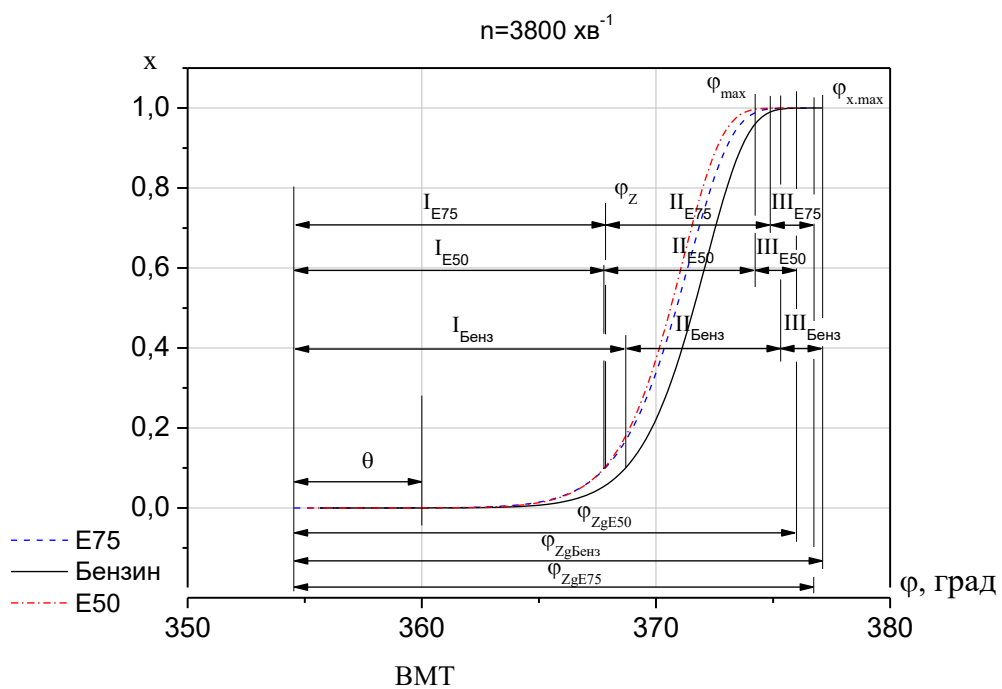


Рисунок 4.23 – Індикаторна потужність N_i за частоти обертання 2400 хв^{-1}

З аналізу залежності потужності механічних втрат (рис. 4.22) слідує, що при збільшенні етанолу в паливі потужність механічних зменшується. Вміст етанолу в паливі чинить мінімальний вплив на залежність індикаторної потужності (рис. 4.23).



(а)



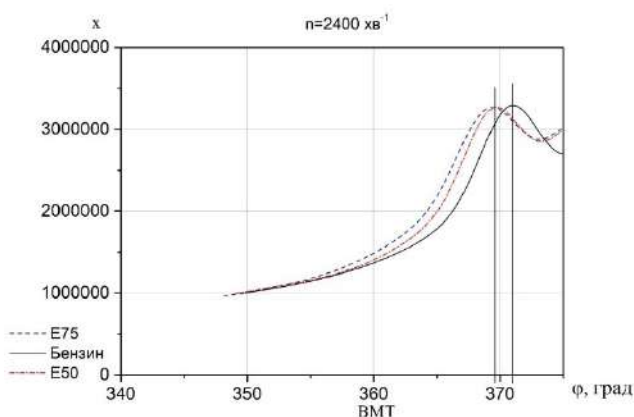
(б)

Рисунок 4.24 – Характеристики тепловиділення двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання (а) 2400 хв^{-1} (б) 3800 хв^{-1}

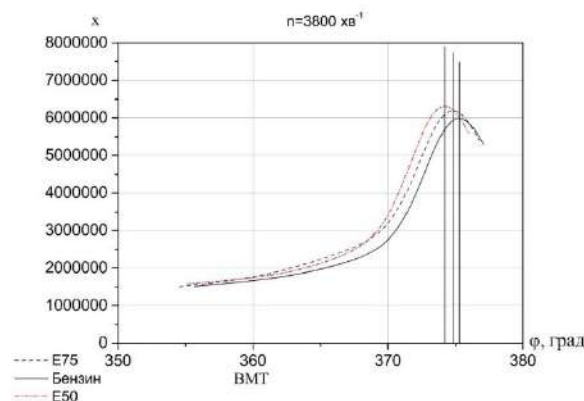
На основі аналізу процесу згоряння встановлено характеристики тепловиділення з яких слідує, що за частоти обертання 2400 хв^{-1} активне згорання палива E75 (друга фаза згоряння) починається на 1 град. п.к.в раніше ніж для E50, та на 2 град. п.к.в раніше ніж для бензину, при цьому інтенсивність тепловиділення, що характеризується кутом нахилу характеристики тепловиділення практично однакова для всіх палив.

Активне згорання палива E50 та E75 починається однакового на 1 град. п.к.в раніше ніж для E0. Інтенсивність тепловиділення при цьому майже однакова.

Залежності, що описують наростання тиску (рис. 4.25) дають змогу встановити при якому куті повороту колінчатого валу досягається максимальний тиск в циліндрі. За частоти обертання 2400 хв^{-1} максимальний тиск в циліндрі для палива E75 та палива E50 досягається практично за однакового кута п.к.в., для палива E0 досягається на 1 град п.к.в пізніше. За частоти обертання 3800 хв^{-1} раніше на 1 град п.к.в досягається тиск для палива E50, ніж для палива E0. Для палива E75 максимальний тиск досягається на 0,5 град. п.к.в раніше ніж для палива E0.



(а)



(б)

Рисунок 4.25 – Залежність наростання тиску в циліндрі двигуна при живленні паливом з різним вмістом етанолу за частоти обертання (а) 2400 хв^{-1}

(б) 3800 хв^{-1}

4.4 Визначення поліноміальних залежностей параметрів двигуна в основних режимах роботи при живленні паливами з різним вмістом етанолу

За результатами експериментальних стендових досліджень визначено коефіцієнти поліноміальних залежностей. Опис двигуна як споживача палива та джерела шкідливих викидів виконують відповідно від режиму роботи двигуна. Для режиму холостого ходу вхідними параметрами є частота обертання колінчастого вала двигуна n_d , відсоток етанолу у бензині, а в навантажувальних режимах – частота обертання колінчастого вала двигуна n_d , відсоток етанолу у бензині u бензині і абсолютний тиск P_k).

Загальний вигляд поліноміальної залежності для описання роботи двигуна в навантажувальному режимі для показників концентрацій ЗР CO, CO₂, CH та ефективності нейтралізації ЗР E_{CO}, E_{CH}, визначення моменту механічних втрат, показника характеру згоряння та тривалості згоряння:

$$f(x_1, x_2, x_3) = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3$$

Для визначення показників кута випередження запалювання та моменту механічних втрат вхідними параметрами були частота обертання колінчастого валу та навантаження. Загальний вигляд поліноміальної залежності для описання моменту механічних втрат та кута випередження запалювання має вигляд:

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

Значення коефіцієнтів апроксимації наведені у таблиці 4.1 та 4.2

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнтів апроксимації для показників моменту механічних втрат та кута випередження запалювання.

	момент механічних втрат	кут випередження запалювання
a0	-4.823	29.323
a1	0.012	9.15E-04
a2	-9.02E-03	-0.023
a11	-7.70E-07	8.50E-08
a22	5.17E-06	-4.11E-06
a12	-4.17E-06	1.03E-06

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнтів апроксимації для показників ЗР та ефективності нейтралізації.

	CO	CO2	CH	E CO	E CH	показник характеру згорання m	тривалість згорання
a0	1.472E+00	1.305E+01	4.892E+02	1.159E+02	3.244E+02	6.668E+00	3.085E+01
a1	-7.965E-04	-4.084E-03	-2.740E-01	-5.600E-02	-1.580E-01	1.259E-03	2.900E-02
a2	6.662E-04	2.400E-02	4.300E-02	2.590E-01	1.570E-01	-1.400E-02	-5.400E-02
a3	1.431E+00	-2.739E+00	2.709E+02	3.077E+01	3.937E+01	-1.144E+00	1.138E+01
a11	1.298E-07	8.179E-07	3.980E-05	9.606E-06	1.754E-05	-3.414E-07	-3.088E-06
a22	-4.541E-07	-1.339E-05	-1.305E-04	-1.958E-04	-2.091E-04	6.246E-06	7.102E-05
a33	-1.065E+00	-6.900E-01	-3.808E+02	-7.678E+00	-1.014E+02	1.580E-01	-1.086E+01
a12	2.115E-07	-1.702E-06	5.198E-05	-2.772E-05	3.087E-05	1.033E-06	-2.202E-05
a13	-1.625E-04	7.287E-04	-3.200E-02	-2.210E-03	2.424E-03	-2.883E-05	1.756E-03
a23	-1.302E-03	2.025E-03	3.300E-02	-1.200E-02	-5.300E-02	1.158E-03	-1.300E-02

Перевірка адекватності поліноміальних моделей проводилась з використанням F - критерія Фішера, який розраховується за формулою:

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2}, \quad (4.1)$$

де $S_{ад}^2$ - дисперсія адекватності;

S_y^2 - дисперсія дослідів.

Дисперсія адекватності визначається за залежністю:

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_{ip} - y_{ie})^2}{f}, \quad (4.2)$$

де y_{ip} і y_{ie} – розраховане і експериментальне на моделі значення параметра;

f – число ступенів свободи.

Число степенів свободи визначається за формулою:

$$f = N - k, \quad (4.3)$$

де N - число дослідів;

k - число коефіцієнтів апроксимації.

Дисперсія дослідів розраховувалась за значеннями, отриманими в серії повторних дослідів за залежністю:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (4.4)$$

де y_i та $\bar{y}$ отримані в кожному досліді і середні значення вимірюваних параметрів;

n - число повторених дослідів.

Модель можна вважати адекватною з відповідною надійною імовірністю, якщо розраховане значення F -критерію не перевищує табличних даних.

Під час визначення адекватності поліноміальних моделей окремих параметрів двигуна дисперсія дослідів визначалася за серією повторних дослідів в середніх точках досліджуваних зон.

З результатів, наведених в табл. 4.3 можна зробити висновок, що математичні моделі для визначення концентрацій CO, CO₂, CH, ефективності нейтралізації E_{CO}, E_{CH}, моменту механічних втрат, показника характеру згоряння та тривалості згоряння є адекватними оскільки виконується умова $F_{роз} < F_T$.

Таблиця 4.3 Результати перевірки адекватності поліноміальних моделей

Параметр	Число ступенів свободи f	Дисперсія адекватності	Значення параметрів			Середнє значення	Дисперсія дослідів	Значення F - критерію	Табличне значення
			Y_1	Y_2	Y_3				
C _{CHH}	49	725.784	116	14	132	124	64	11.34	19.43
C _{CO}	36	0.013	2.21	2.31	2.41	2.31	0.01	12.31	19.43
C _{CO2}	49	0.367	14	14.5	15	14.5	0.25	1.469	19.43
E _{CO}	49	145.359	24.571	28.571	32.571	28.571	16	9.085	19.43
E _{CH}	49	846.4380	26.8710	33.871	40.871	33.871	49	17.274	19.43
Показник характеру згоряння м	41	0.053	1.63	2.63	3.63	2.63	2.63	19.938	19.43
Тривалість згоряння	41	35.213	45.085	47.285	49.485	47.285	4.84	7.275	19.43
Кут випередження запалювання	11	1.147	7	9	11	9	4	3.487	19.43
Момент механічних втрат	11	0.916	8.38	7.38	6.38	7.38	1	1.092	19.43

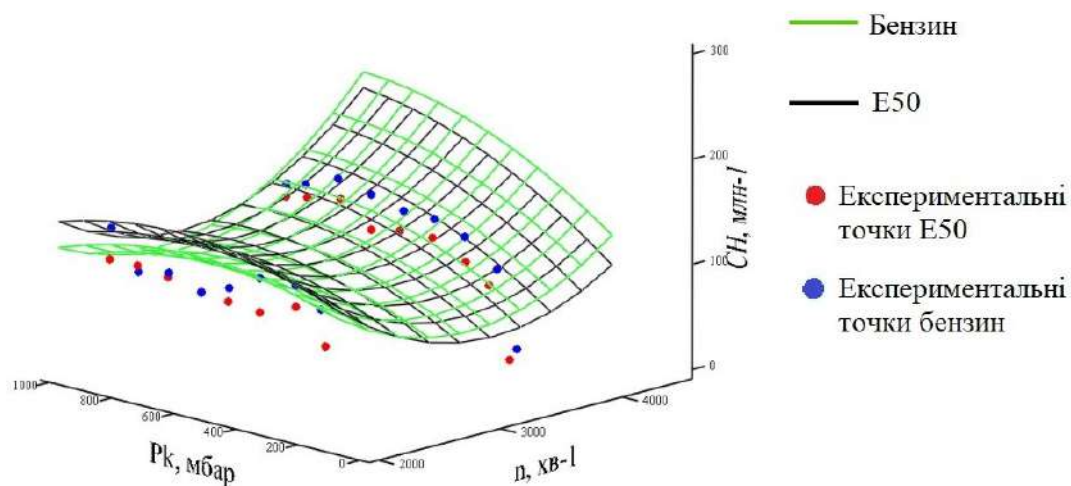


Рисунок 4.26 – Залежність концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E50

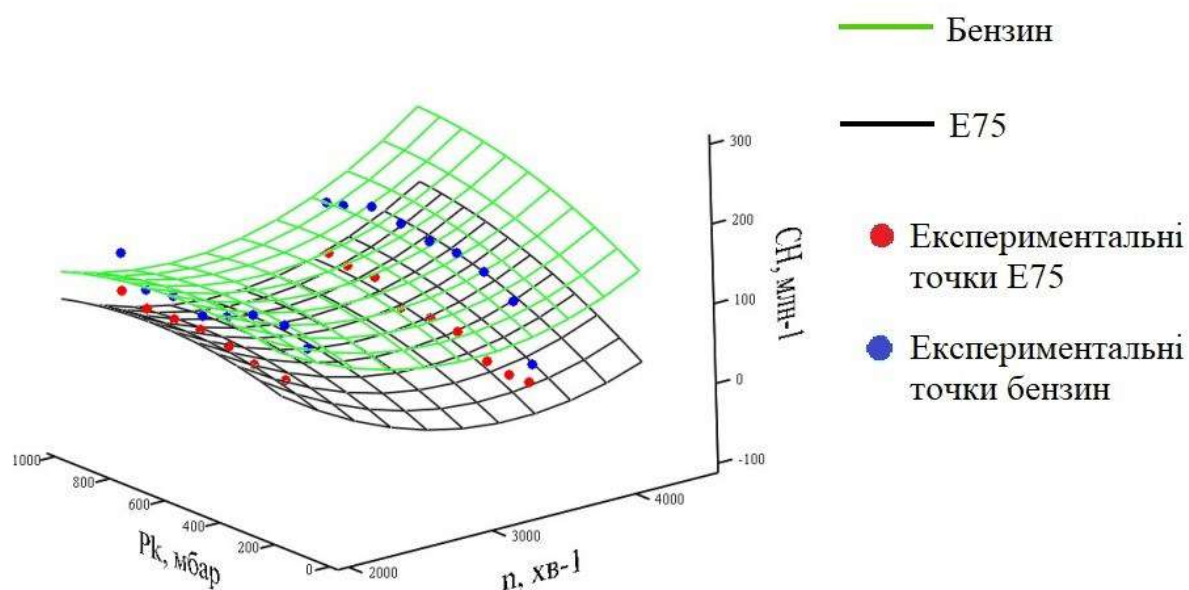


Рисунок 4.27 – Залежність концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E75

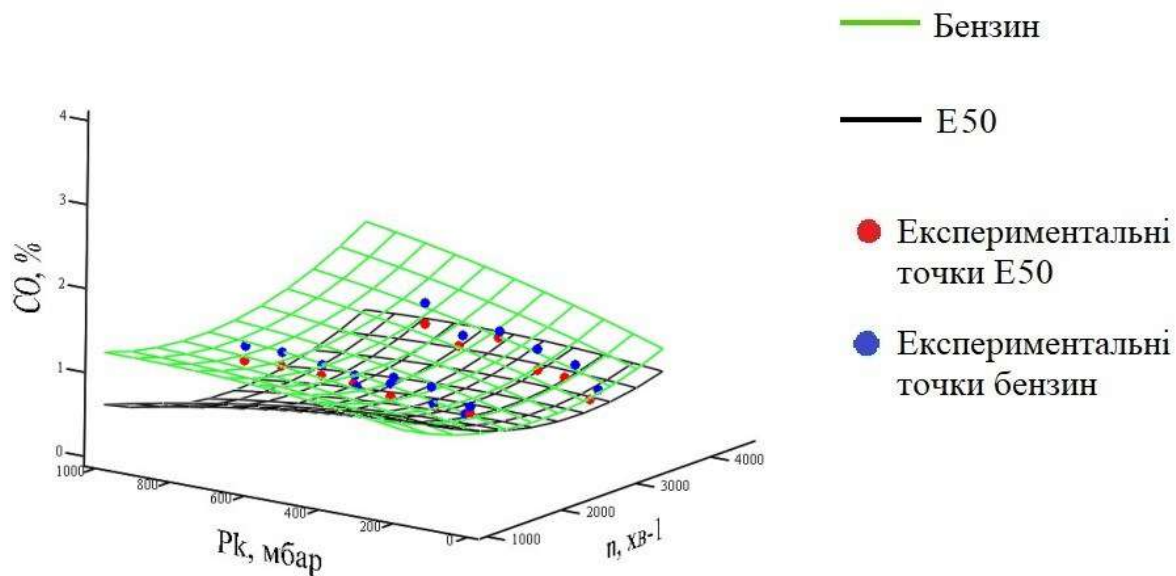


Рисунок 4.28 – Залежність концентрацій оксиду вуглецю у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E50

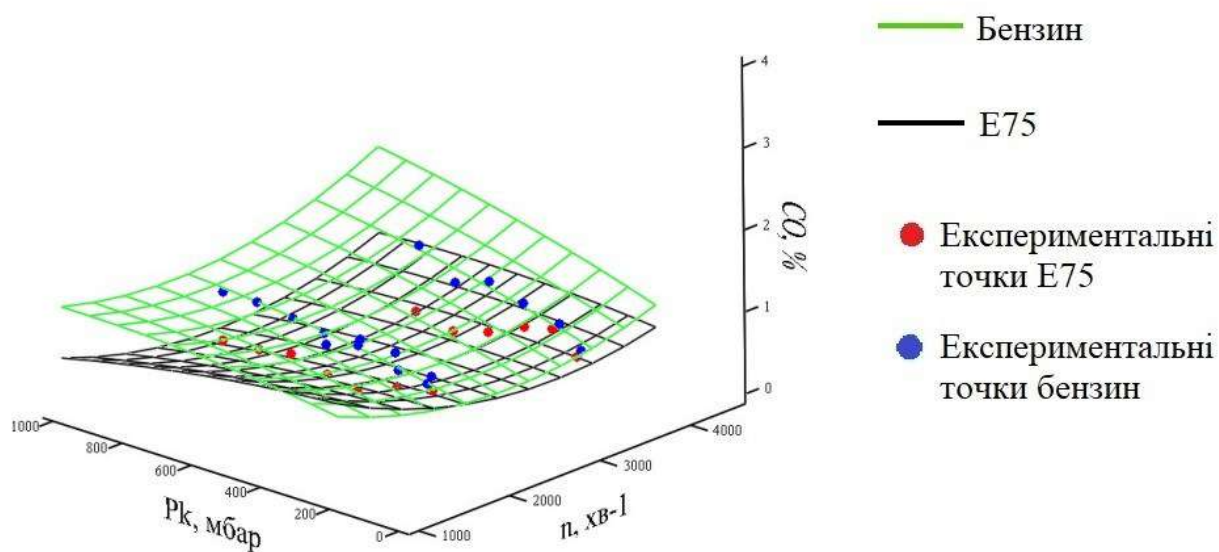


Рисунок 4.29 – Залежність концентрацій оксиду вуглецю у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E75

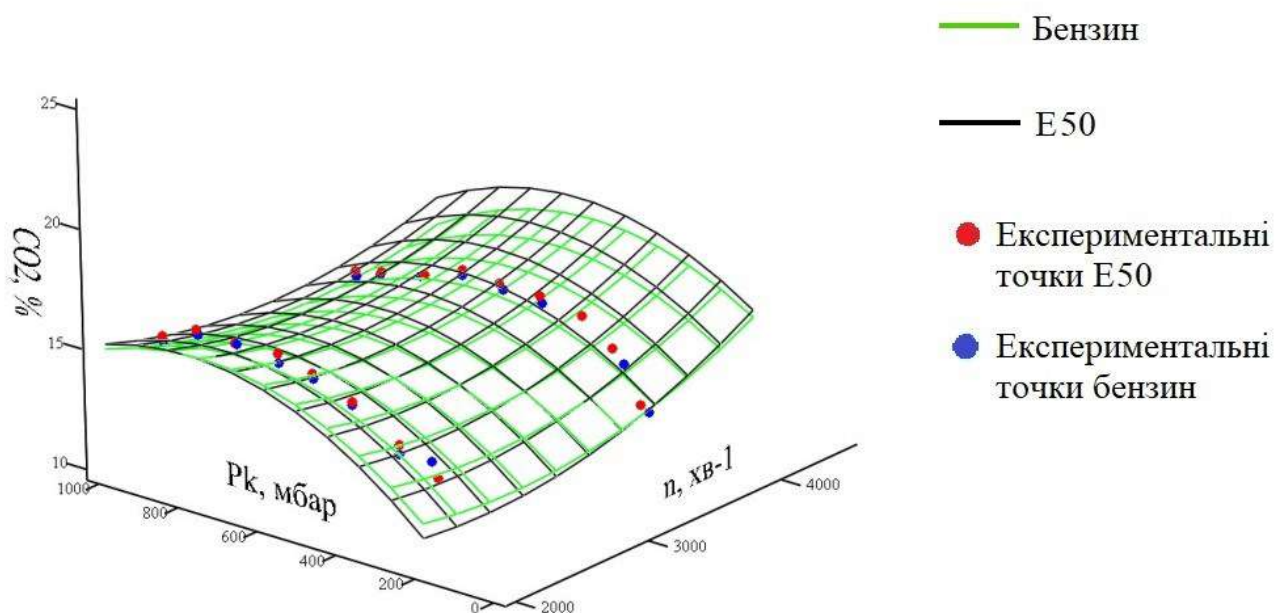


Рисунок 4.30 – Залежність концентрацій CO_2 у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E50

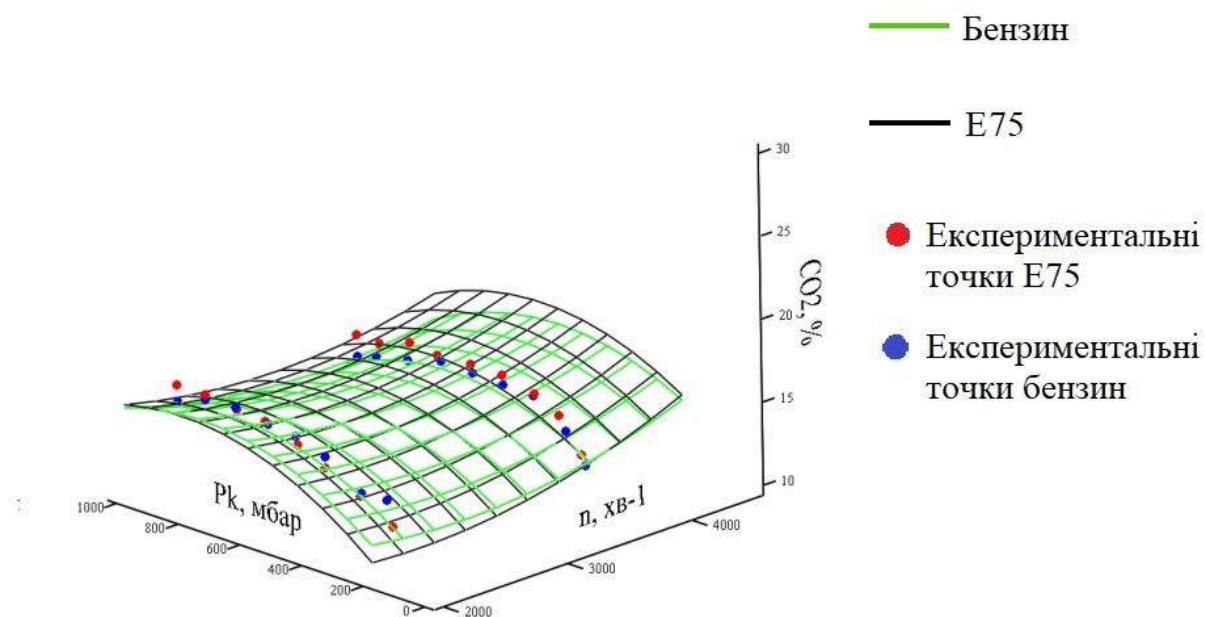


Рисунок 4.31 – Залежність концентрацій CO_2 у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E75

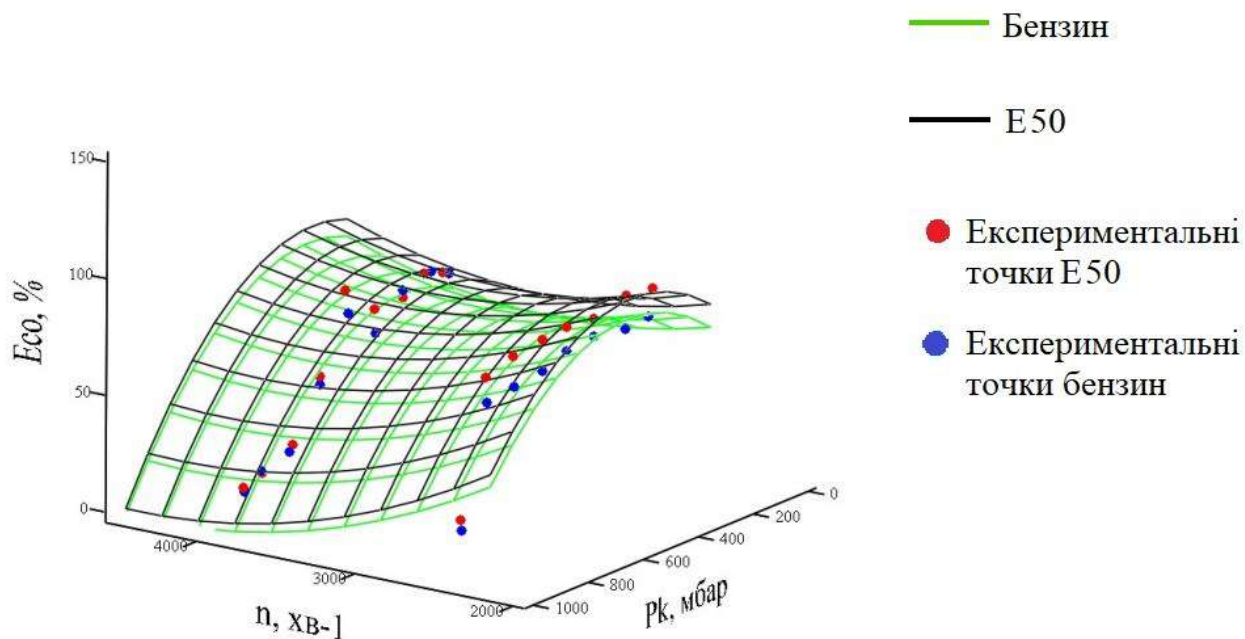


Рисунок 4.32 – Залежність ефективності нейтралізації CO у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E50

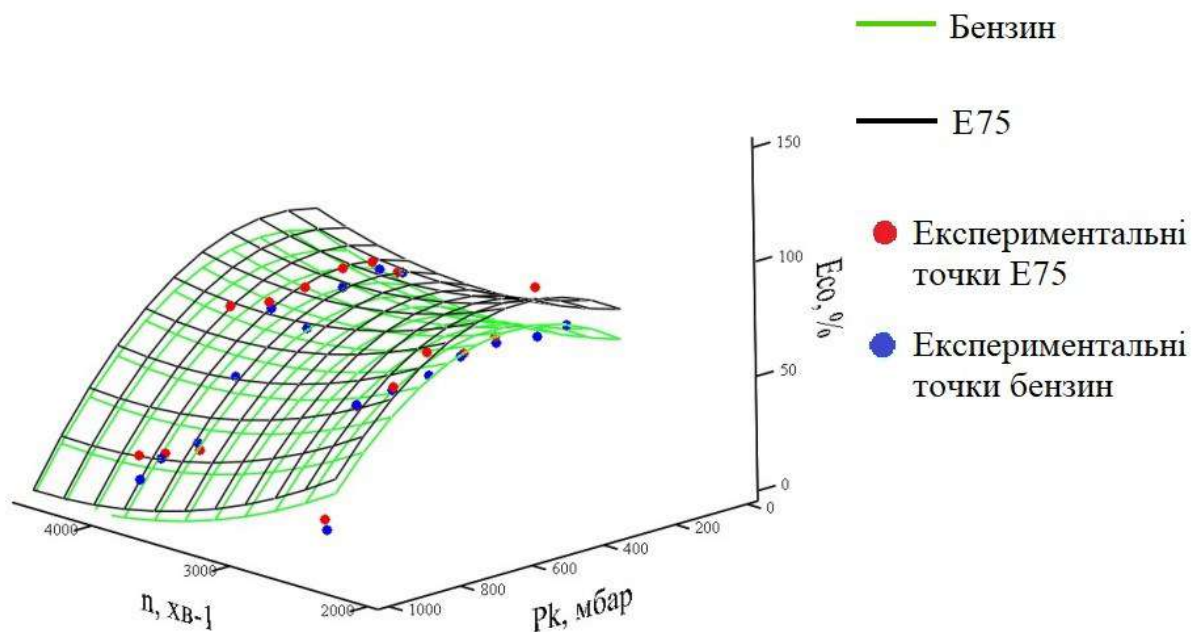


Рисунок 4.33 – Залежність ефективності нейтралізації CO у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E75

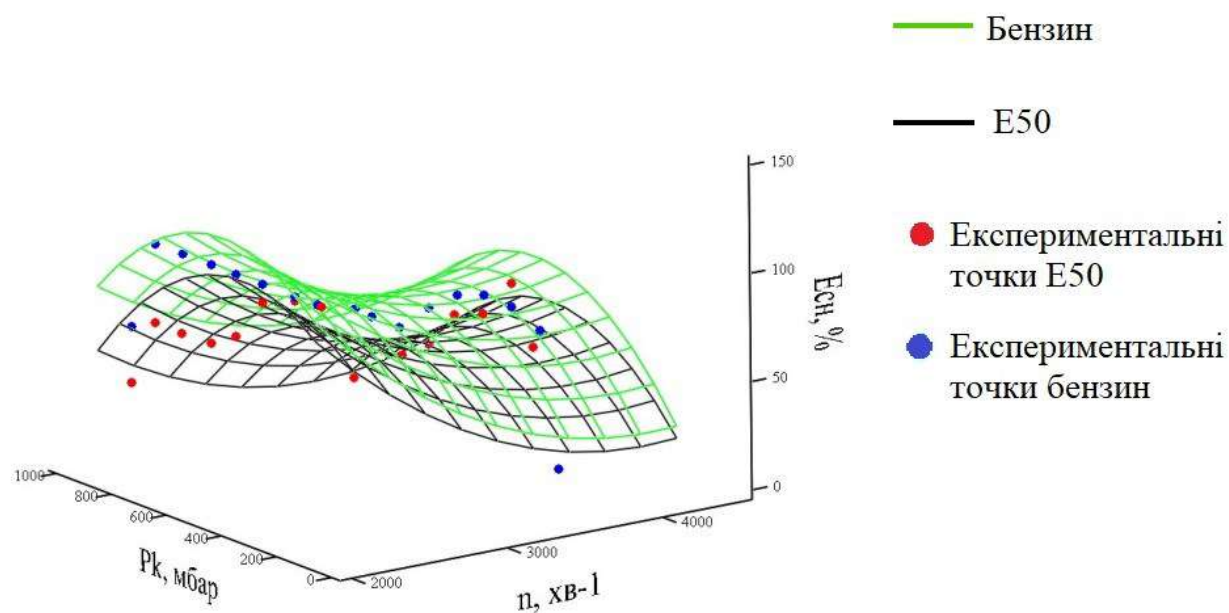


Рисунок 4.34 – Залежність ефективності нейтралізації СН у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E50

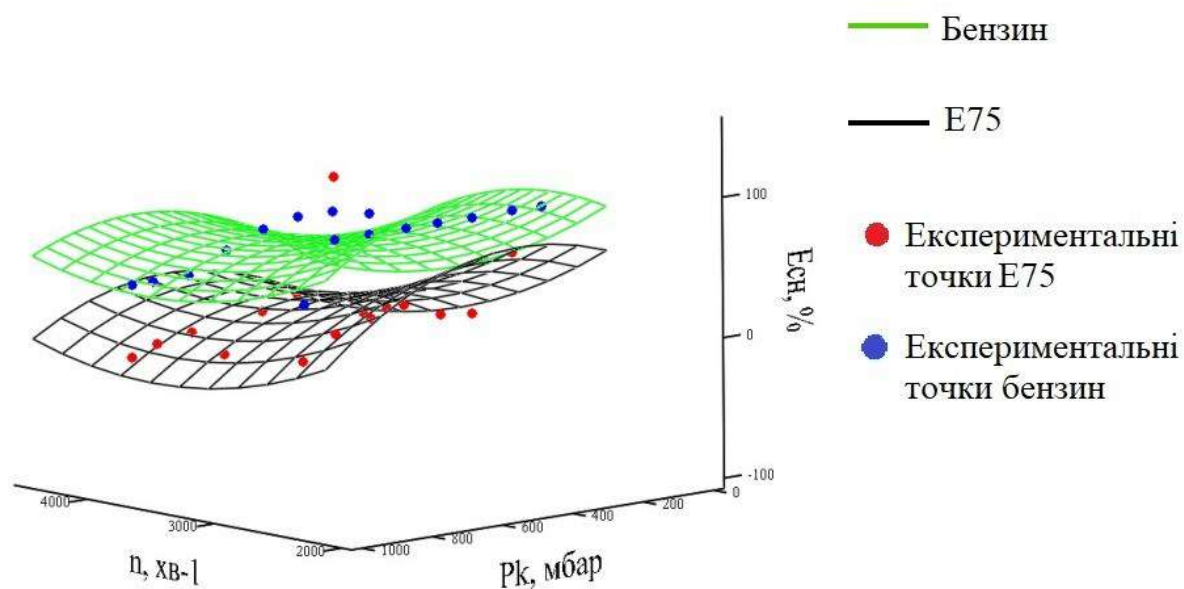


Рисунок 4.35 – Залежність ефективності нейтралізації СН у відпрацьованих газах двигуна при живленні бензином та E75

4.5 Визначення механічних втрат двигуна та складу паливоповітряної суміші при живленні спиртовмісними паливами

Під час експериментальних досліджень було визначено залежності потужності механічних втрат як різниці між індикаторною та ефективною потужністю. За результатами аналізу цих залежностей було встановлено значення моменту механічних втрат в залежності від тиску у впускному колекторі та частоти обертання колінчастого валу двигуна (рис. 4.36).

Як видно з представлених залежностей, момент механічних втрат має тенденцію до зменшення зі збільшенням тиску на впуску, при більшій частоті обертання рівень значень збільшується. При цьому, значення моменту механічних втрат за роботи на бензині є дещо більшим ніж за роботи на спиртових паливах. Отриманий ефект пов'язаний з дією кількох факторів. По-перше, як показано раніше, при роботі на спиртових паливах отримано дещо менші значення ефективної потужності та крутного моменту за однакових значень тиску на впуску для різних палив.

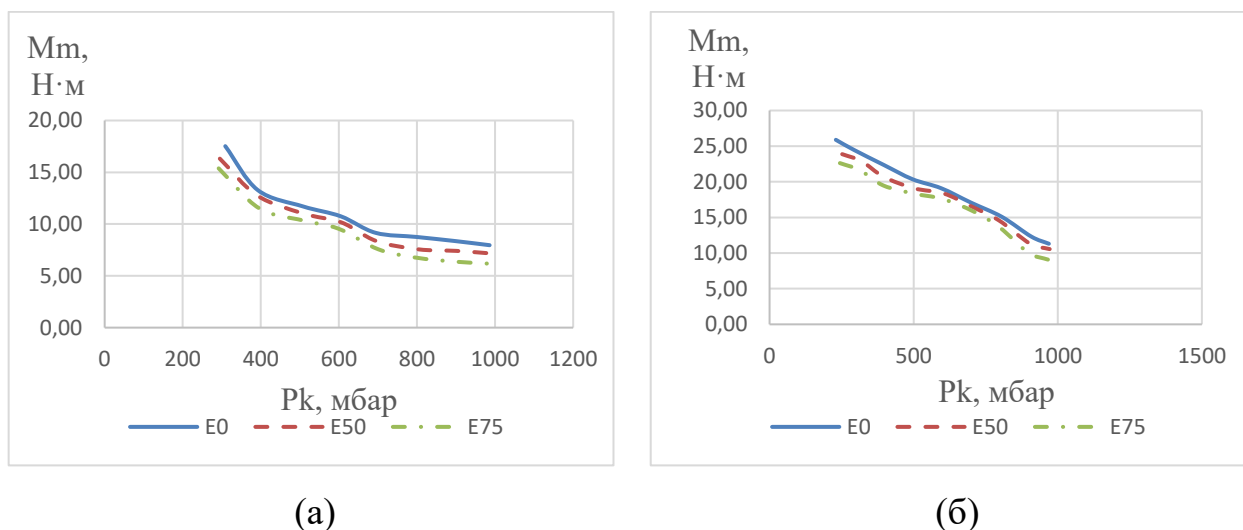


Рисунок 4.36 – Залежність моменту механічних втрат від розрідження для палив з різним вмістом етанолу (а) - при $n=2400$ хв⁻¹; (б) - при $n=3800$ хв⁻¹.

Також, значення індикаторної потужності двигуна для різних палив в цих точках також відрізняються. Очевидно, що вплив виду палива на індикаторну

потужність спричиняє більше зниження її значення ніж вплив на ефективну потужність. Таким чином, виникає ефект зниження значень моменту механічних втрат при використанні спиртових палив. Цей ефект можна фізично пояснити тим, що менші значення тиску в циліндрі за роботи на спиртових паливах спричиняють і менші значення сил тертя у парах тертя, що зменшує втрати на тертя. Однак, характер цього впливу вимагає окремого дослідження з уточненням значень коефіцієнтів тертя та їхніх залежностей від робочих параметрів в парах тертя, що виходить за рамки даного дослідження. Тому, для більш простого дослідження впливу виду палива на показники двигуна в подальшому аналізується лише ефект впливу на індикаторні показники при незалежному від виду палива характері зміни механічних втрат. За отриманими даними було визначено поліноміальну залежність моменту механічних втрат від режиму роботи двигуна, яку використано під час математичного моделювання показників двигуна за роботи на різних паливах.

В ході експериментального дослідження було встановлено значення коефіцієнту надміру повітря α за двох частот обертання колінчастого валу (рис. 4.37). Як видно з отриманих залежностей, збагачення суміші відбувається лише в режимах навантажень, близьких до повного, в решті режимів склад суміші близький до стехіометричного. За результатами експериментальних досліджень також встановлено, що при роботі на паливі E75 значення коефіцієнта надміру повітря збільшується на приблизно 0,02 у всіх режимах. Для моделювання робочого процесу двигуна за інших частот було теоретично прогнозовано значення α для палива E0 та E50 в залежності від частоти обертання при повному навантаженні з використанням лінійної залежності (рис. 4.38). За часткових та малих навантажень прийнято вважати значення $\alpha=1$. Для палива E75 значення коефіцієнту надміру повітря α визначали за формулою:

$$\alpha_{E75} = \alpha_{E0,E50} + 0,02 \quad (4.5)$$

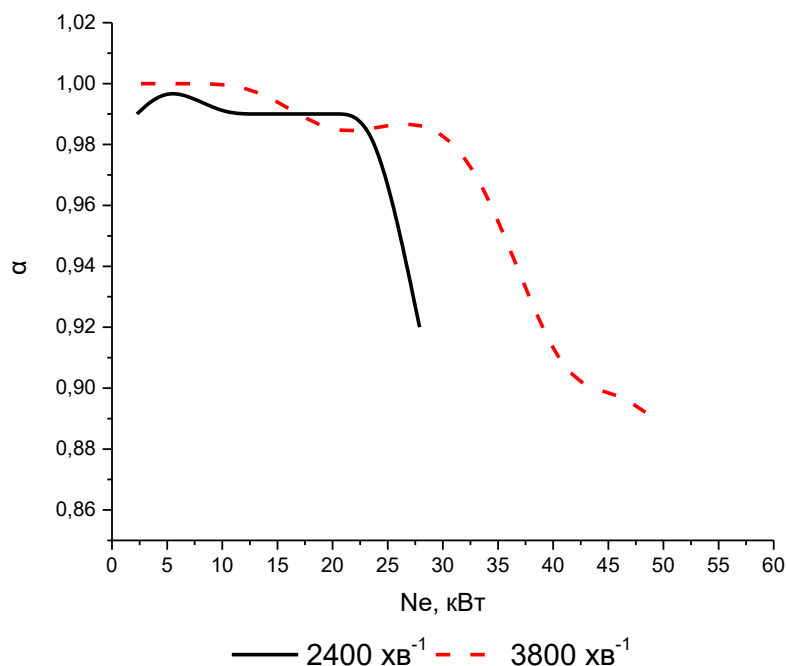


Рисунок 4.37 – Залежність коефіцієнту надміру повітря α від ефективної потужності для палив E0 та E50

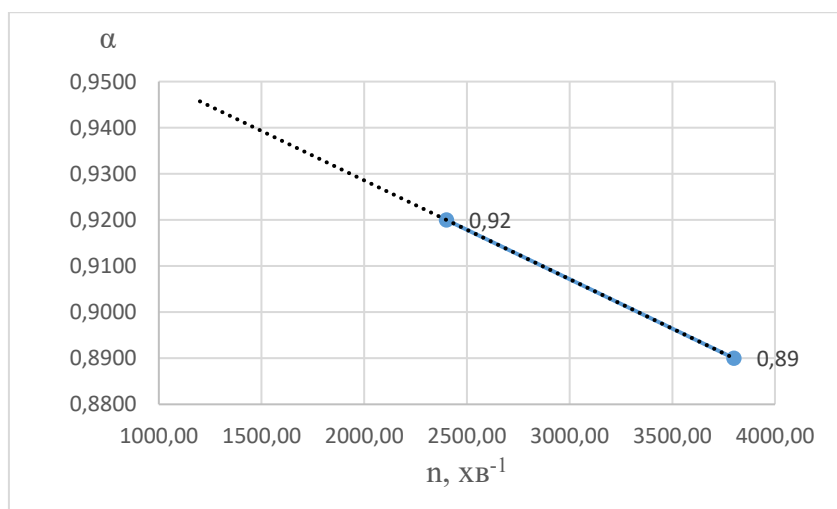


Рисунок 4.38 – Залежність коефіцієнту надміру повітря α від частоти обертання при повному навантаженні для палив E0 та E50

З використанням методики теоретичного обґрунтування та з урахуванням отриманих експериментальних залежностей впливу складу палива на коефіцієнт надміру повітря встановлено перевищення теоретично розрахованих значень над експериментальними на рівні 0,05 одиниці (1,07

теоретично та 1,02 експериментально отримані значення коефіцієнта надміру повітря для палива E75). З урахуванням цього, граничне теоретично розраховане значення коефіцієнта надміру повітря, яке відповідає дійсному значенню 1,00 складе 1,05. Для визначення складу сумішевого палива, при якому теоретично буде отримане значення 1,05 скористаємось залежністю добутку $l_0 \cdot \rho_{\text{пал}}$ від частки етанолу $g_{\text{ЕТ}}$ (за даними таблиці 2.1) та значенням добутку $l_0 \cdot \rho_{\text{пал}} = 8,28$, яке визначено з використанням методики теоретичного обґрунтування (розділ 2.1) для значення $\alpha_{\text{теор}} = 1,05$ (рис.4.39).

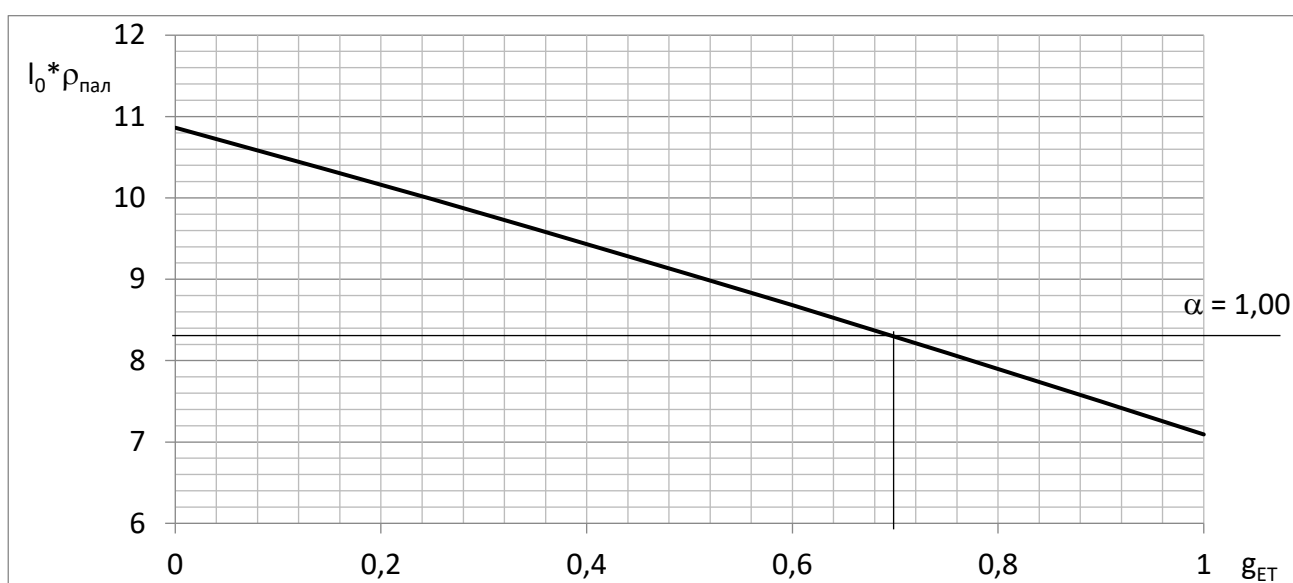


Рисунок 4.39 – До визначення граничного вмісту етанолу

Як видно з рис. 4.39, граничний вміст етанолу, який забезпечить збереження можливості регулювання складу суміші, складає до 70%.

4.5 Висновки до розділу

1. З аналізу отриманих навантажувальних характеристик в ході експерименту спостерігається підвищення витрати палива в масовому еквіваленті в усіх режимах навантажувальної характеристики, практично без змін залишається залежність ефективності використання палив в тепловому

еквіваленті, дещо знижується максимальна потужність для досліджених швидкісних діапазонів. Вплив на екологічні показники проявляється у зниженні викидів CO та CO₂. При цьому, викиди CH зростають через зниження ефективності нейтралізації CH, що пов'язано зі зниженням температури ВГ при використанні палив з більшим вмістом етанолу.

2. Порівняння окремих параметрів двигуна зокрема, коефіцієнту надміру повітря, годинної та циклової витрат палива, тривалості впорскування, під час живлення двигуна бензином та спиртовмісними паливами з різним вмістом етанолу, визначених на основі теоретичних та експериментальних досліджень, свідчить про достатню адекватність розрахункової моделі.

3. Збільшення вмісту етанолу в паливі впливає на процеси згоряння та розширення: при збільшенні вмісту етанолу дещо знижуються значення тиску, що призводить до деякого зменшення індикаторної роботи циклу.

4. Наявність етанолу в паливі спричиняє зменшення тривалості та показника характеру згоряння для більшості навантажувальних режимів.

5. Отримані адекватні поліноміальні залежності для моменту механічних втрат, кута випередження запалювання, концентрацій CO, CH, CO₂, ефективності нейтралізації CO та CH, а також показних характеру згоряння та тривалість згорання.

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВМІСТУ ЕТАНОЛУ В ПАЛИВІ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ, ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА

5.1 Перевірка адекватності математичної моделі

Перевірка адекватності математичної моделі двигуна проводилась за результатами порівняння ефективних, економічних показників двигуна та показників екологічності визначених експериментально і розрахованих за допомогою математичної моделі.

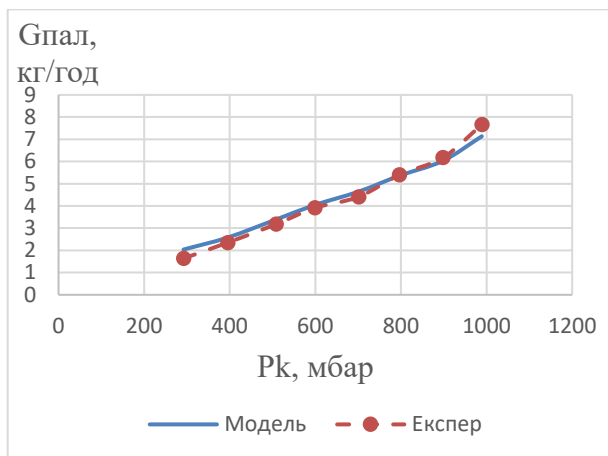
При перевірці адекватності математичної моделі в залежності від навантаження (рис. 5.1 – рис. 5.6) встановлено, що модель з достатньою достовірністю описує зміну основних показників роботи двигуна.

При порівнянні показників роботи двигуна в залежності від вмісту етанолу в паливі, отриманих розрахунковим і експериментальним методом, визначено, що математична модель адекватно відтворює характер зміни цих показників, в середньому відхилення значень для $G_{\text{пал}}$ не перевищують 13%, $G_{\text{пов}}$ – 14%, коефіцієнту наповнення η – 7,5%. Для максимальної температури $T_{\text{мах}}$ – 16%, максимального тиску $P_{\text{мах}}$ – 15%.

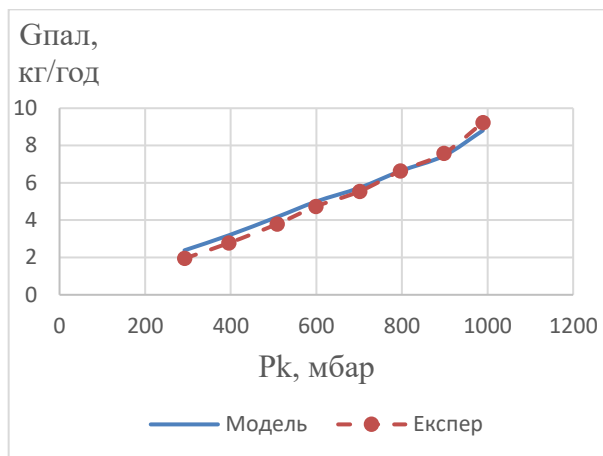
Залежності зміни годинної витрати палива, коефіцієнта наповнення визначені характером зміни годинної витрати повітря (рис. 5.1, 5.6, 5.4). За результатами експериментальних досліджень встановлено, що зміна витрати повітря від навантаження практично не залежить від виду палива, що підтверджується також і за результатами моделювання. При визначенні годинної витрати палива в залежності від виду палива використовувались значення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння та коефіцієнта надміру повітря, які були попередньо встановлені для досліджуваних палив. Відхилення змодельованих і експериментальних показників пов'язані з недостатньою

точністю моделювання процесів газообміну в математичній моделі, що потребує додаткового вивчення та виходить за рамки даного дослідження.

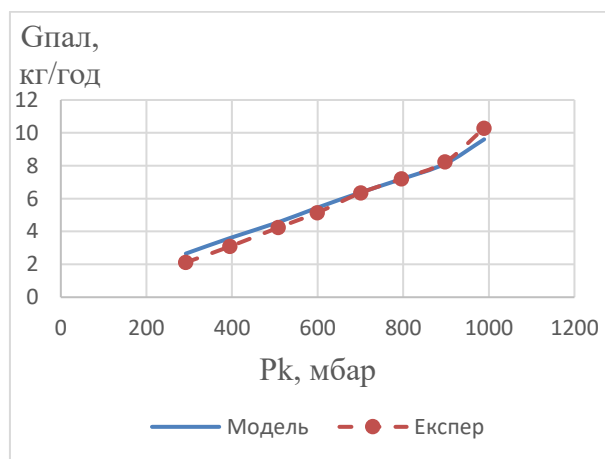
При визначенні питомої ефективної витрати палива (рис. 5.5) використовувались залежності годинної витрати палива та ефективної потужності двигуна (рис. 5.1, 5.2). За результатами експериментальних досліджень встановлено деяке зниження ефективної потужності під час використання спиртових палив, пов'язане із їхнім впливом на індикаторні показники двигуна, що з достатньою адекватністю відтворюється математичною моделлю (рис. 5.2). Отже, визначення показників питомої ефективної витрати палива також слід вважати адекватним.



(а)

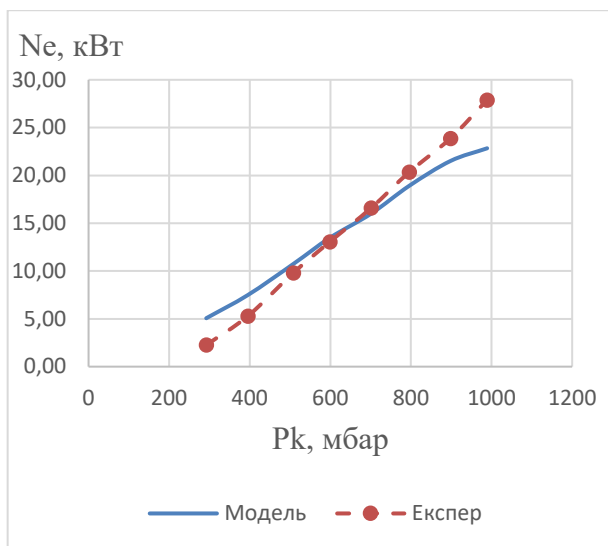


(б)

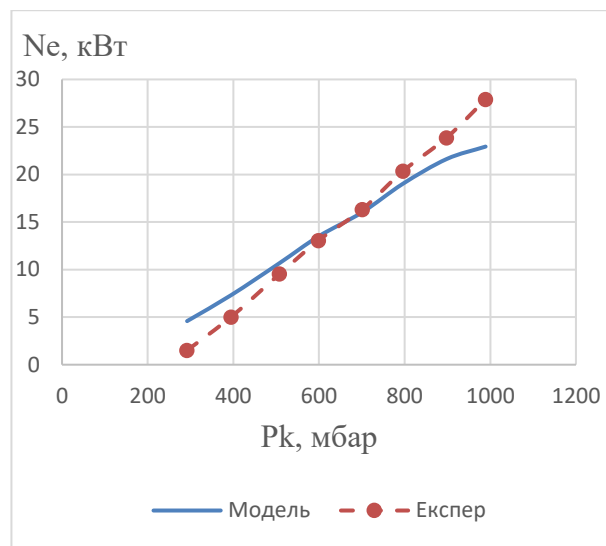


(в)

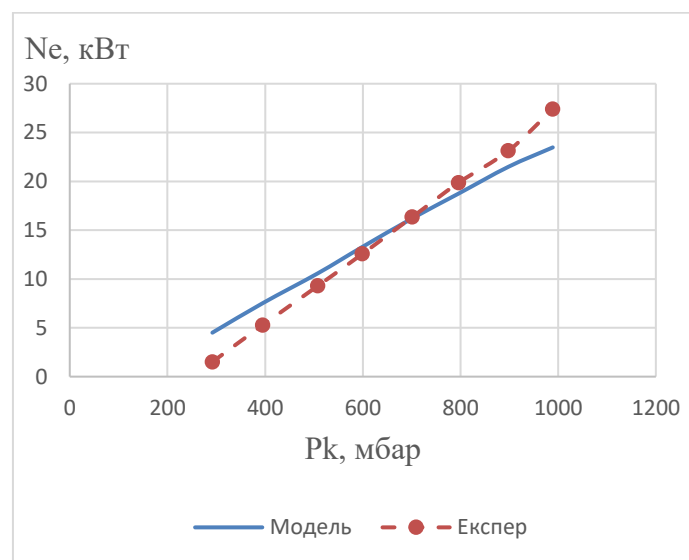
Рисунок 5.1 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально годинної витрати палива при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

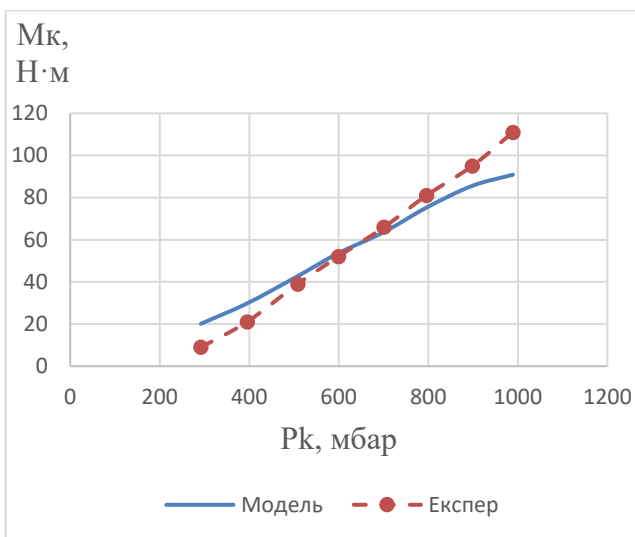


(б)

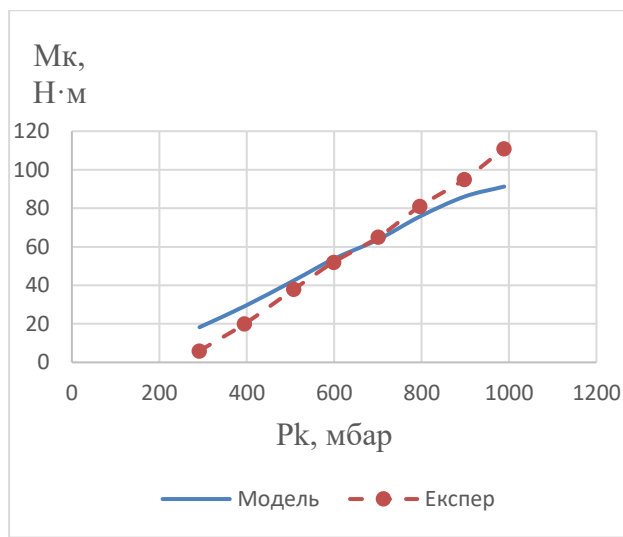


(в)

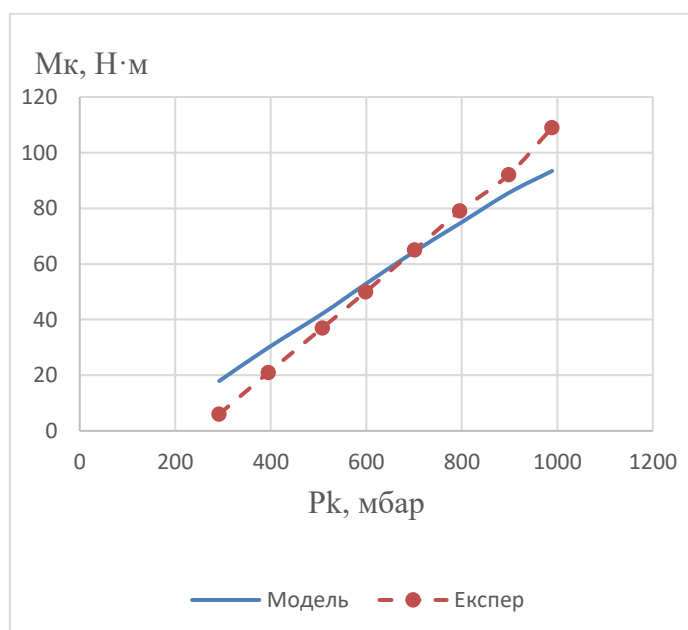
Рисунок 5.2 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально ефективної потужності при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

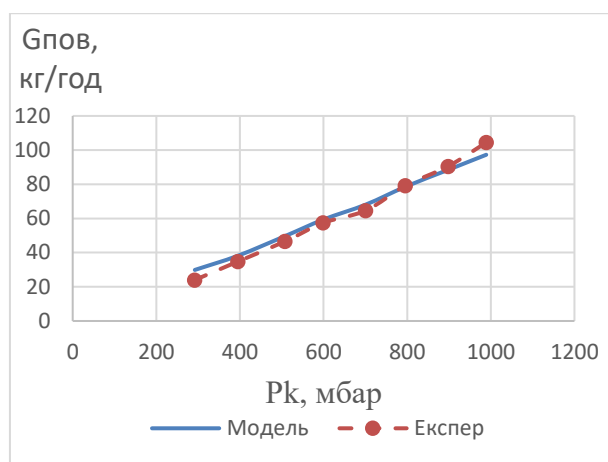


(б)

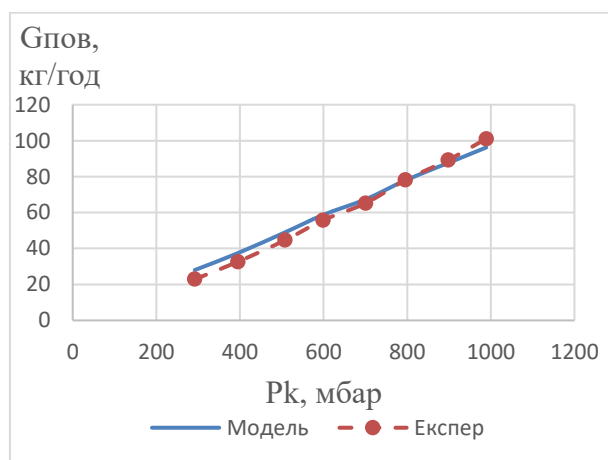


(в)

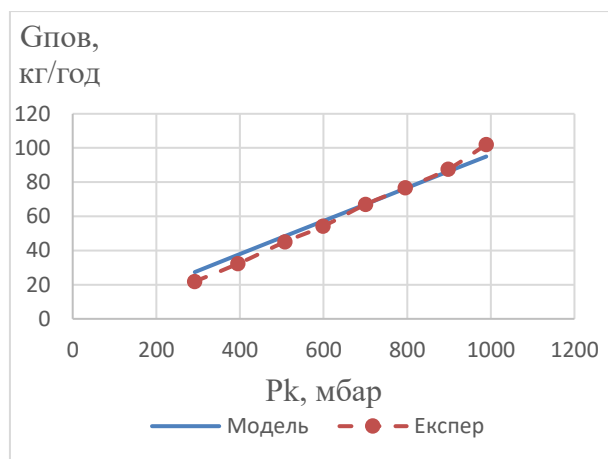
Рисунок 5.3 – Порівняння змодельованого та отриманого експериментально крутного моменту при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) – E75.



(а)

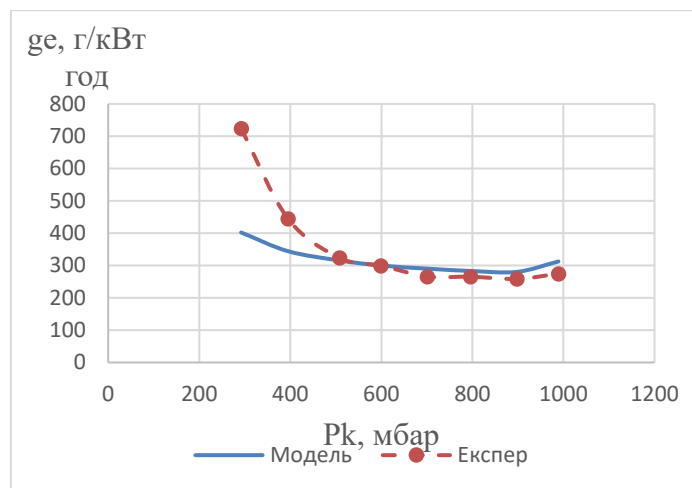


(б)

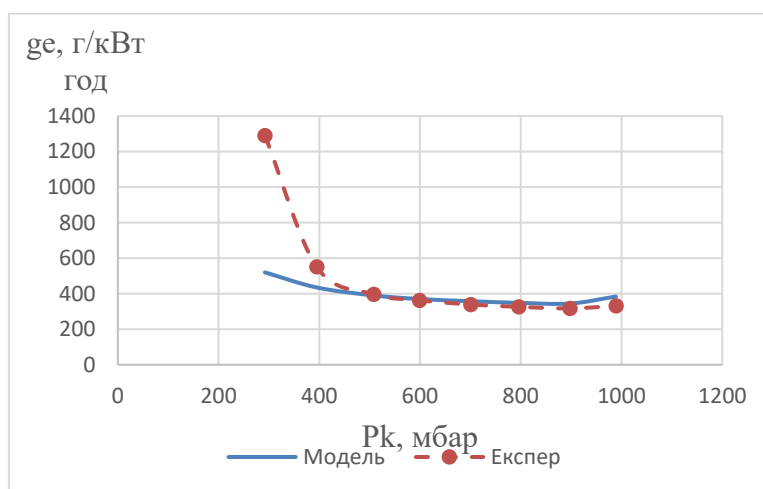


(в)

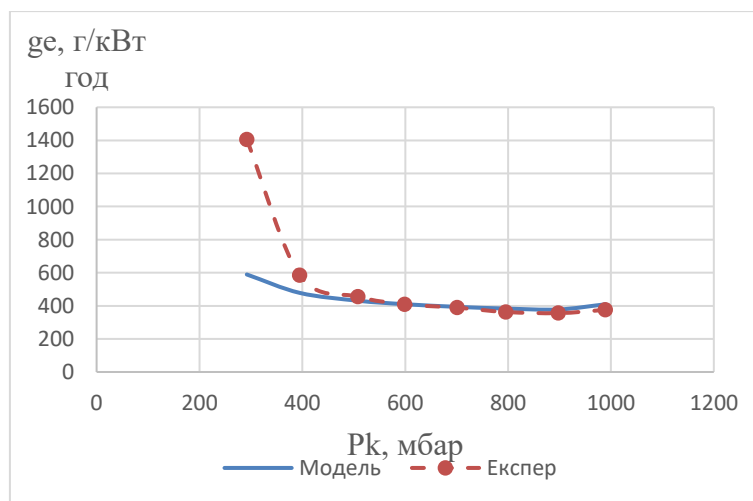
Рисунок 5.4 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально годинної витрати повітря при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

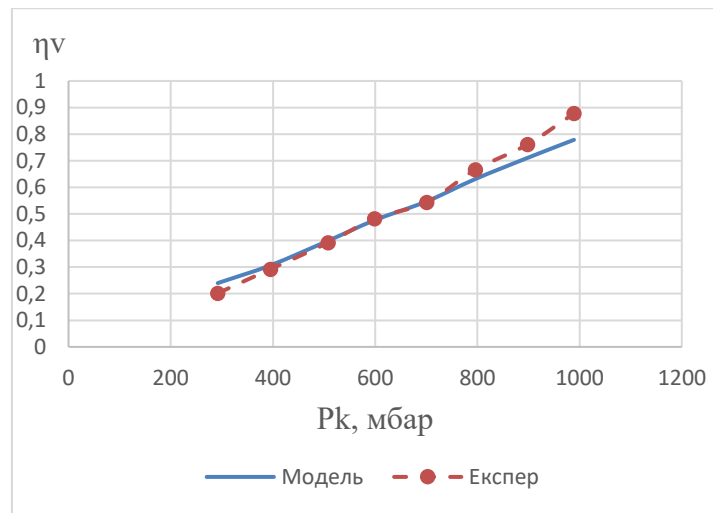


(б)

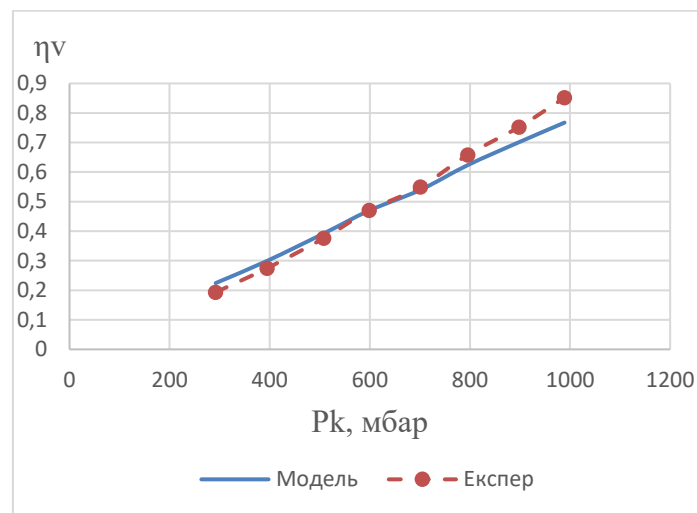


(в)

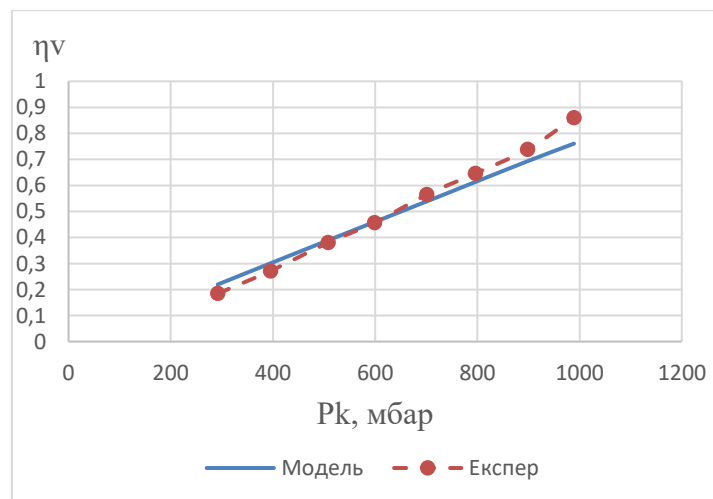
Рисунок 5.5 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально питомої ефективної витрати палива при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)



(б)

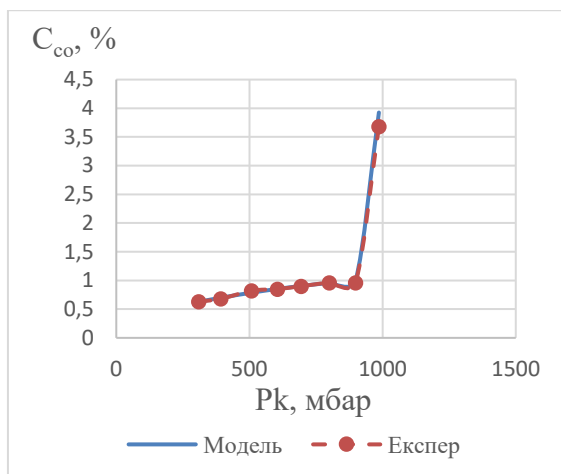


(в)

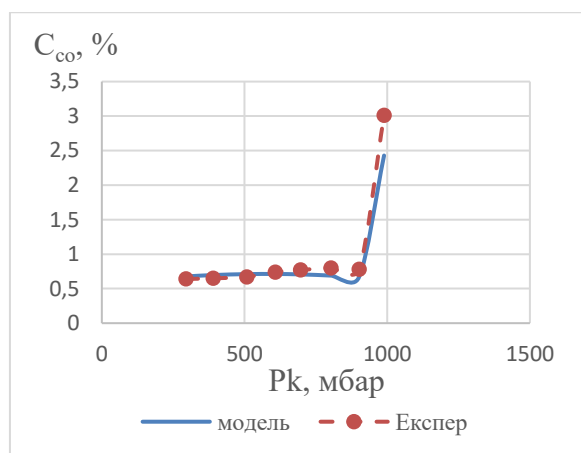
Рисунок 5.6 – Порівняння змодельованого та отриманого експериментально коефіцієнту наповнення при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.

Закономірності зміни екологічних показників двигуна за використання різних палив отримано на основі поліноміальних залежностей концентрацій цих речовин до каталітичного нейтралізатора (рис. 5.7, 5.8, 5.9). Перевірка адекватності поліноміальних залежностей виконана за критерієм Фішера показала достатню адекватність. Отже, математичне моделювання концентрацій ЗР у ВГ до нейтралізатора можна вважати адекватним.

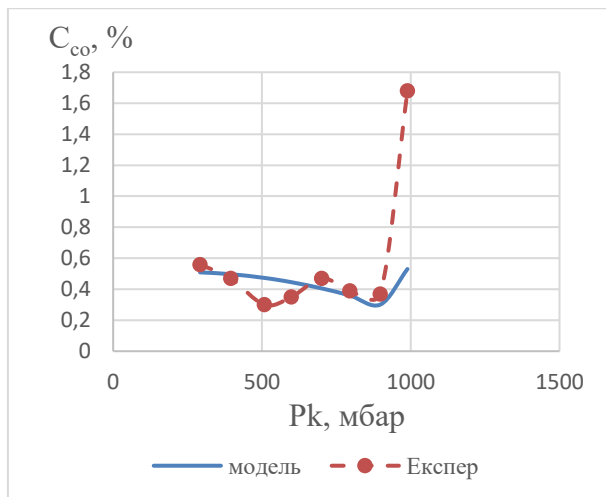
Моделювання екологічних показників двигуна на виході з каталітичного нейтралізатора (рис. 5.10-5.12) здійснювалось на основі концентрацій ЗР до нейтралізатора та експериментально визначених показників ефективності каталітичної нейтралізації. Представлені порівняльні графічні залежності змодельованих та експериментально визначених концентрацій ЗР після нейтралізатора для різних видів палив в цілому відтворюють характер зміни цих концентрацій залежно від виду палива та режиму роботи двигуна. Відмінності у числових значеннях концентрацій CO_2 після нейтралізатора (рис. 5.11) пов'язані з особливостями розрахунку цієї концентрації в математичній моделі та вимірюванням під час експерименту. Математична модель здійснює визначення цієї концентрації як суми концентрації CO_2 до нейтралізатора та величини зменшення концентрації CO в результаті процесу нейтралізації (сумарна кількість молекул CO та CO_2 після процесу нейтралізації залишається незмінною, отже сумарна концентрація $\text{CO} + \text{CO}_2$ може бути прийнята також незмінною до та після нейтралізатора). Під час вимірювання концентрації CO_2 після нейтралізатора певною мірою, більшою ніж при вимірюванні до нейтралізатора, може проявлятися похибка вимірювання, пов'язана з підсмоктуванням повітря. При цьому, характер цих залежностей залежно від виду палива в цілому зберігається. Тому, можна вважати математичне описання концентрацій ЗР після нейтралізатора достатньо адекватним.



(a)

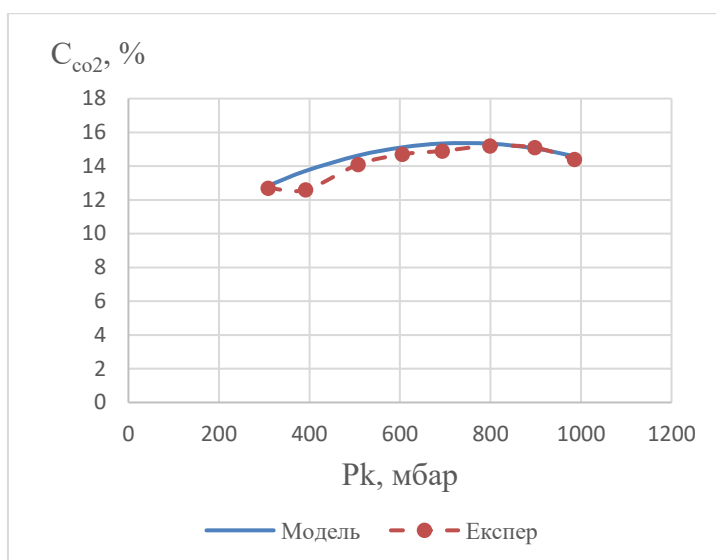


(б)

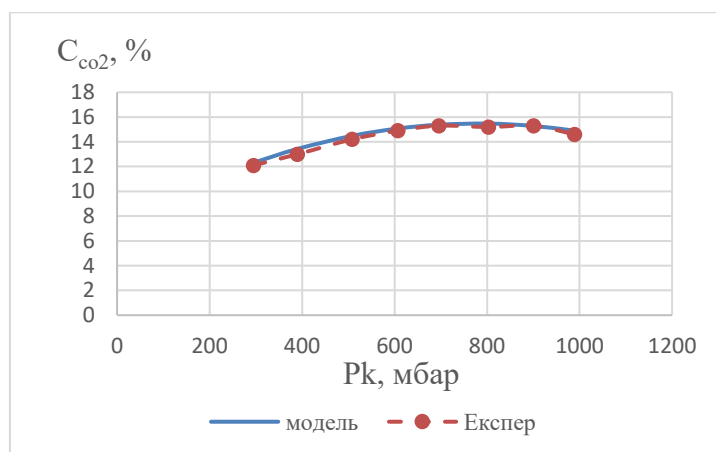


(в)

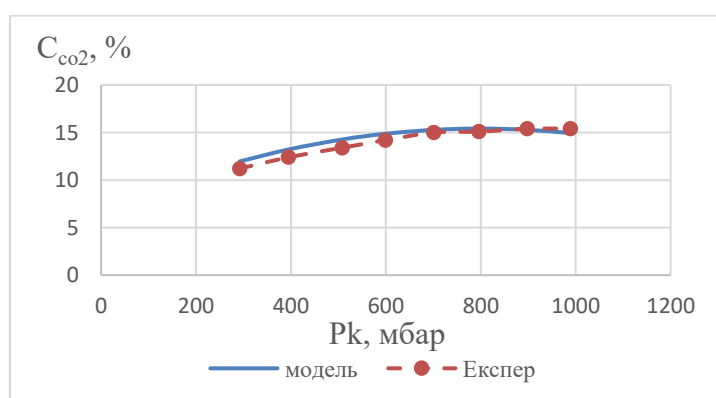
Рисунок 5.7 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації СО до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

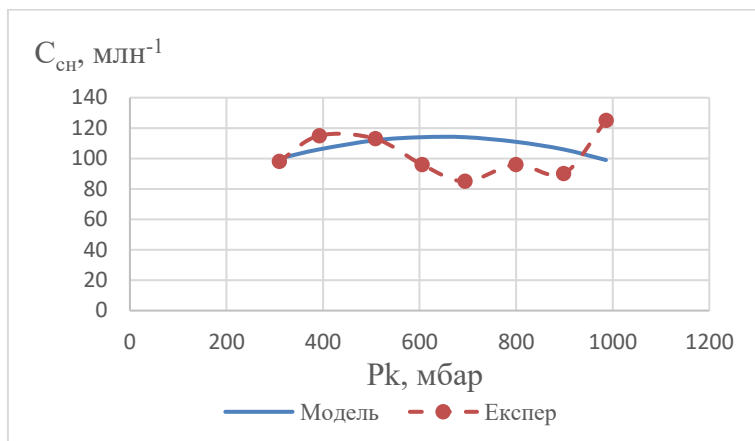


(б)

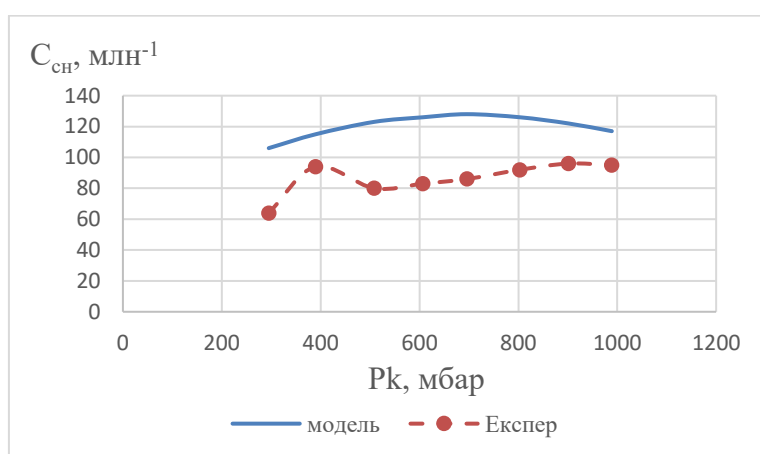


(в)

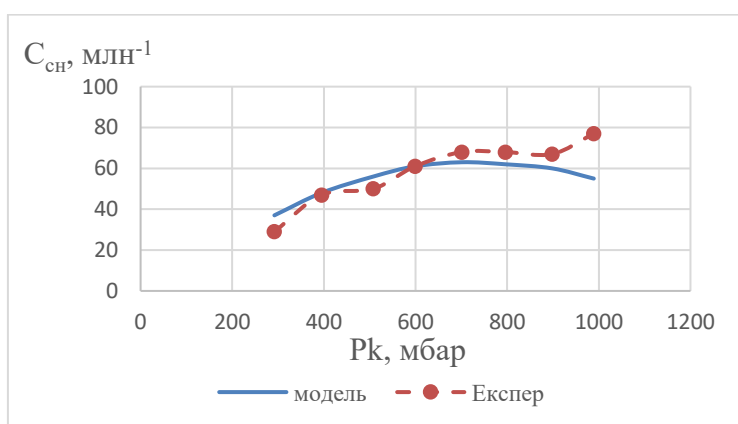
Рисунок 5.8 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації CO₂ до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹ для (а) – E0; (б) – E50; (в) – E75.



(а)

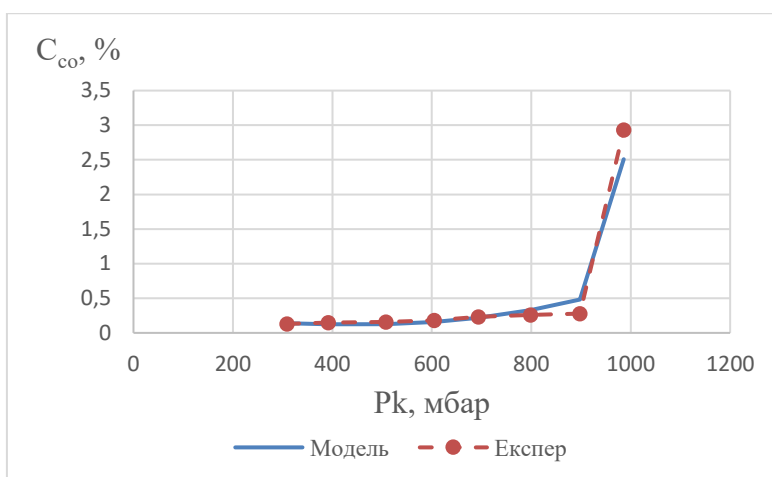


(б)

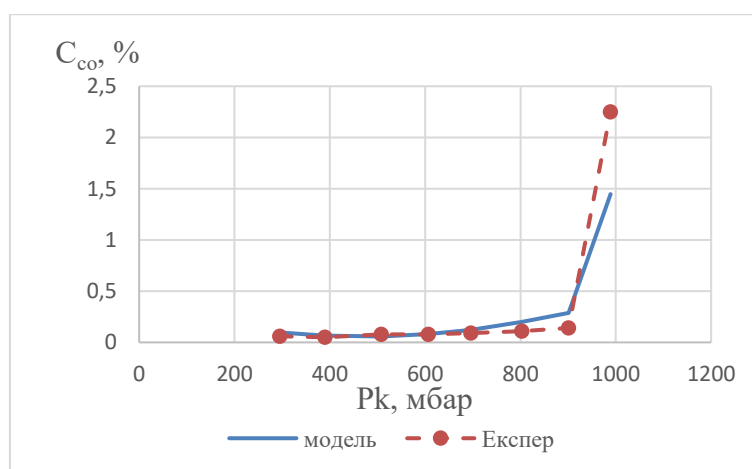


(в)

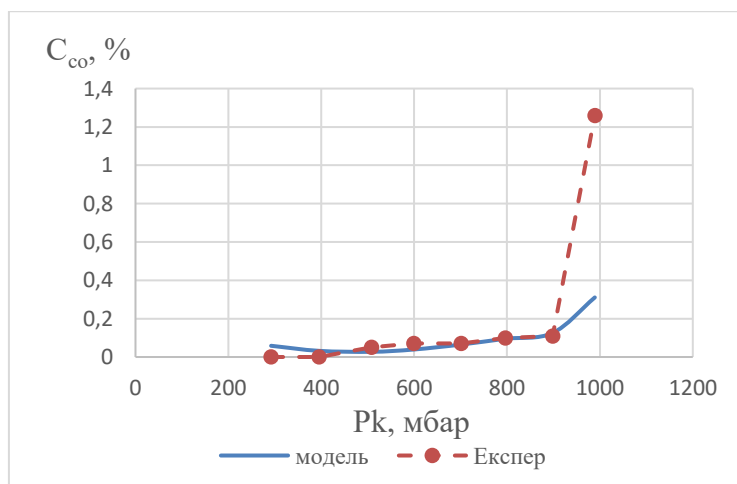
Рисунок 5.9 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації СН до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹ для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

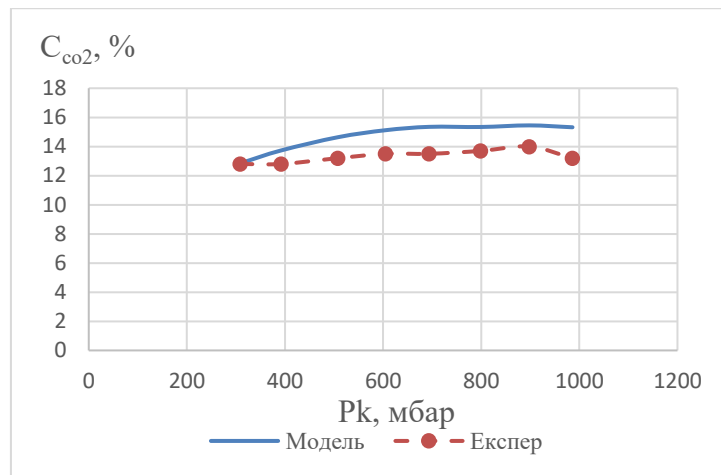


(б)

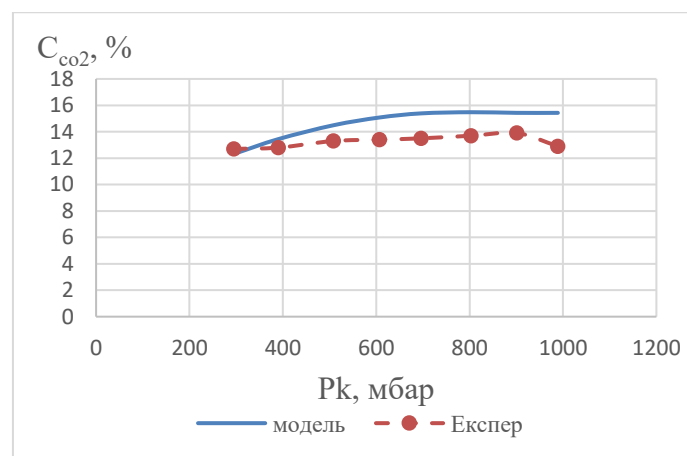


(в)

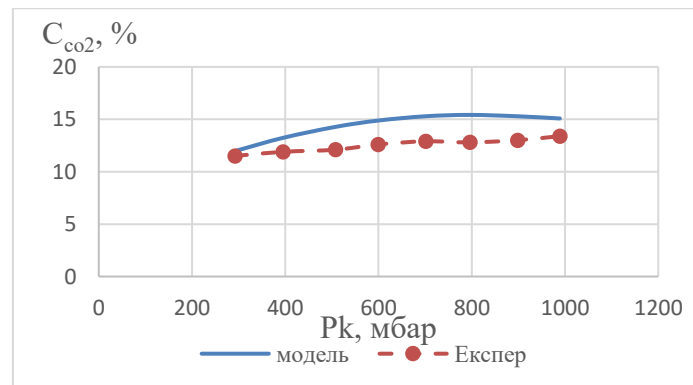
Рисунок 5.10 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації СО після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.



(а)

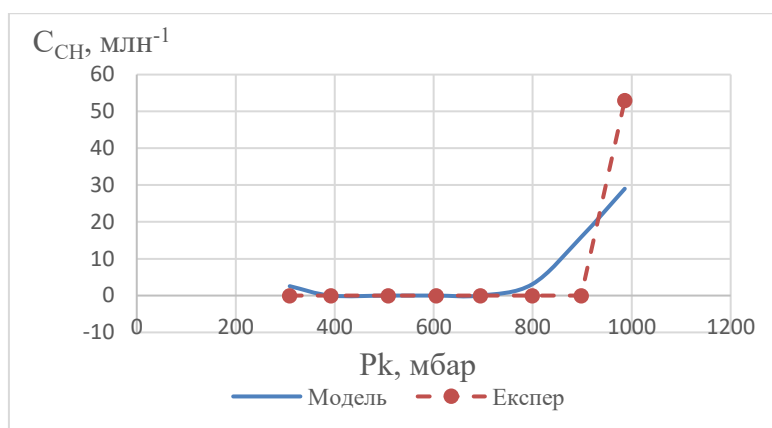


(б)

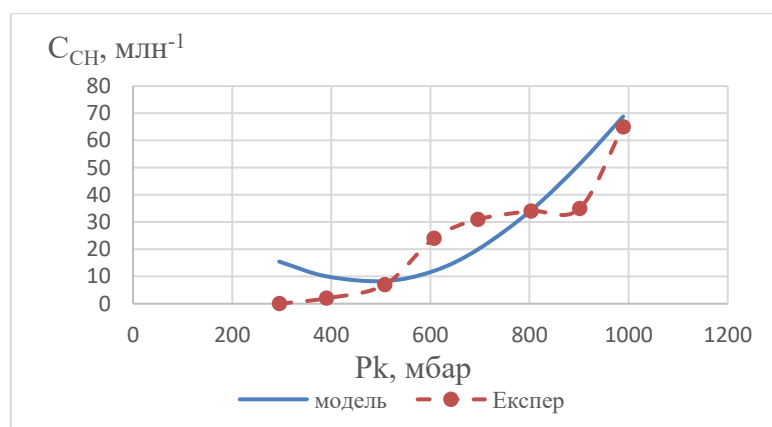


(в)

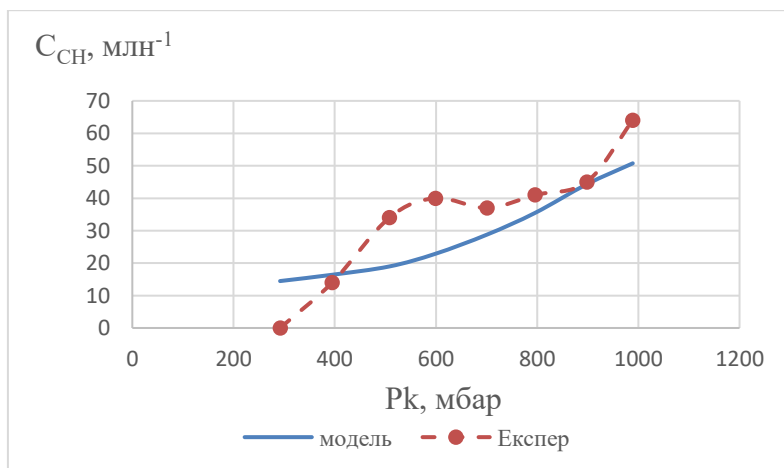
Рисунок 5.11 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації CO_2 після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв^{-1} для (а) – Е0; (б) – Е50; (в) - Е75.



(а)



(б)



(в)

Рисунок 5.12 – Порівняння змодельованої та отриманої експериментально концентрації СН після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹ для (а) – E0; (б) – E50; (в) - E75.

5.2 Дослідження впливу вмісту етанолу в паливі на параметри стану робочого тіла в циліндрі під час робочого циклу двигуна

Як було встановлено під час експериментальних досліджень, вплив використання етанолу у суміші з бензином проявляється в основному під час процесу згоряння з подальшою зміною параметрів наступних процесів робочого циклу. Дослідження впливу виду палива на показники робочого циклу здійснюється за індикаторними діаграмами, отриманими за допомогою уточненої математичної моделі робочого процесу двигуна.

Як видно з індикаторних діаграм двигуна за роботи на різних паливах (рис. 5.13) при частоті обертання 2400 хв^{-1} , $P_k=500$ мбар, використання палива E50 призводить до певного зниження максимального тиску під час згоряння порівняно з використанням бензину. Водночас, під час використання палива E75 максимальний тиск такий же як і при живленні бензином. Під час процесу розширення лінія тиску при роботі на E75 проходить нижче ніж, при роботі на інших паливах. Це відбувається внаслідок збіднення суміші при роботі на E75 через зміну складу продуктів згоряння та збільшення їхньої мольної теплоємності порівняно з мольною теплоємністю продуктів згоряння більш багатой суміші при інших рівних умовах.

Розгорнуті індикаторні діаграми (рис. 5.14) дозволяють проаналізувати вплив виду палива на процес згоряння більш детально. З розгорнутих індикаторних діаграм ділянки згоряння (рис. 5.15) видно, при живленні паливом E75 активне згоряння починається раніше ніж при живленні іншими паливами і відповідне раніше досягається значення максимального тиску. Швидкість наростання тиску найбільша при активному згорянні бензину, тому, досягається такий же максимальний тиск, як і при E75, але дещо пізніше. Інтенсивність наростання тиску при згорянні палив E50 та E25 нижча ніж у бензину, тому, досягнуті значення максимального тиску менші.

Отриманий ефект впливу на зміну тиску в циліндрі під час використання спиртовмісних палив пов'язаний зі зміною характеру тепловиділення під час

згоряння (рис. 5.16). Як видно, при використанні палива E75 активне тепловиділення (друга фаза згоряння) розпочинається приблизно на 1 град. п.к.в. раніше ніж за роботи на бензині та паливі E50. При цьому, інтенсивність тепловиділення (кут нахилу характеристики тепловиділення) найвища при роботі на бензині; для палив E50 та E75 інтенсивність тепловиділення практично не відрізняється.

Діаграма зміни температури в циліндрі дозволяє проаналізувати вплив виду палива на температурні умови. Так, під час впуску (рис. 5.17) вплив виду палива практично не проявляється, наявна підвищена теплота пароутворення етанолу, очевидно компенсується теплотою, що підводиться до свіжого заряду від каналів системи охолодження головки циліндрів у зоні впускних клапанів, де відбувається сумішоутворення.

На ділянці стискання (рис. 5.18) інтенсивність збільшення температури найбільша у бензину та знижується при збільшенні вмісту етанолу. В кінці стискання (340 град. п.к.в.) температура для бензину складає 620 K, для E50 – 610 K, для E75 – близько 605 K. Це відбувається через одночасний вплив таких факторів як, мольна маса палива (зменшується зі збільшенням вмісту етанолу), мольна теплоємність палива (зменшується зі збільшенням вмісту етанолу), циклова маса палива (збільшується зі збільшенням вмісту етанолу).

Під час згоряння (рис. 5.19), як було показано вище, початок активного згоряння палива E75 раніше, що призводить до більших значень температури в циліндрі на ділянці 353...372 град. п.к.в. Однак, далі більшою мірою починає проявлятися вплив мольної маси, мольної теплоємності та циклової маси палива, а також мольної теплоємності та маси продуктів згоряння, тому, максимальна температура на E75 менша (2774 K) ніж за роботи на бензині (2806 K). При згорянні палив E25 та E50 вплив параметрів палива та продуктів згоряння менший, і характер зміни температури визначається в основному інтенсивністю згоряння, яка є нижчою за інтенсивність згоряння бензину. Максимальні температури на паливах E25 та E50 близькі до температур на паливі E75 (2779 та 2771 K відповідно), однак досягаються пізніше.

На ділянці розширення (рис. 5.20) значення температур визначаються температурою на початку розширення, мольною теплоємністю та масою продуктів згоряння. Для палив E25 та E50, для яких максимальна температура досягається пізніше ніж для палив E0 та E75, однак, має нижчі значення ніж для палива E0. Значення температури для палив E25 та E50 в процесі розширення мало відрізняються від значень для палива E0. Для палива E75 значення максимальної температури досягається раніше ніж для інших палив, а на початку розширення температура вже має менше значення, ніж для палив E0, E25, E50. Крім того, як вказано вище, при роботі на паливі E75 має місце збільшення мольної теплоємності продуктів згоряння внаслідок збіднення суміші порівняно з іншими паливами, що також зменшує температуру в процесі розширення.

Отриманий ефект зниження температури робочого тіла в процесі розширення за роботи на паливі E75 також має місце і в процесі випуску (рис. 5.21). Температура продуктів згоряння в кінці випуску складає 932 К, 931 К, 929 К та 924 К для палив E0, E25, E50 та E75 відповідно.

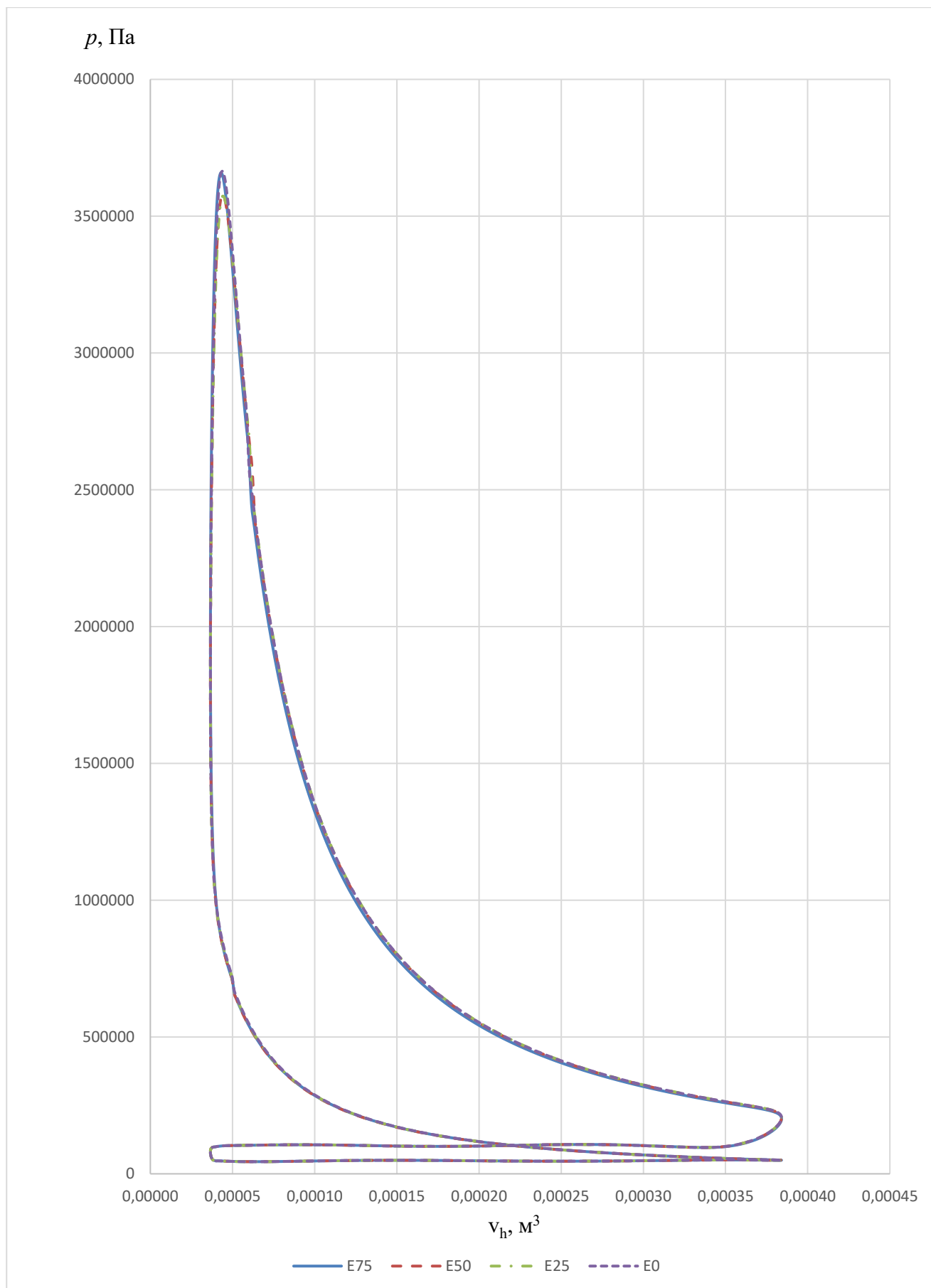


Рисунок 5.13 – Індикаторна діаграма при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

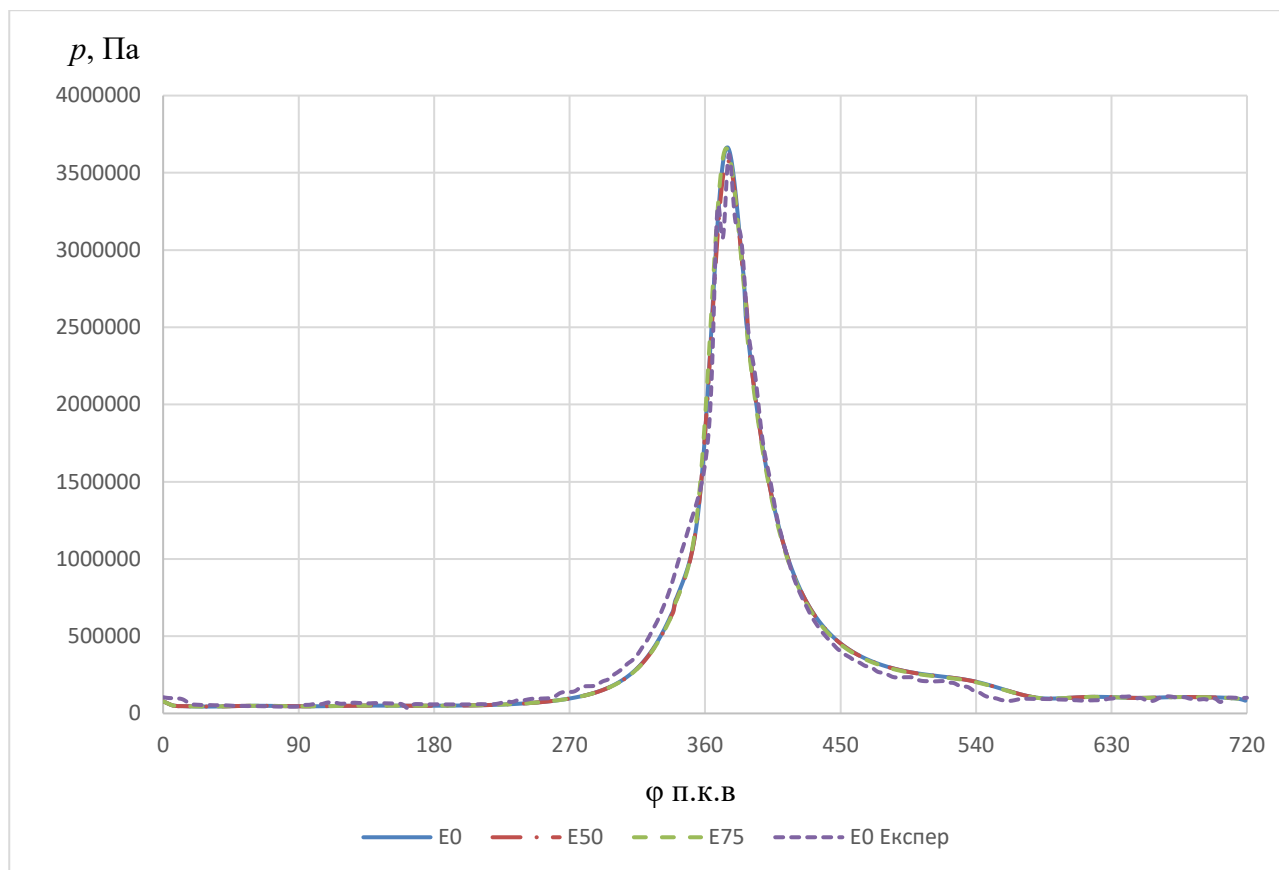


Рисунок 5.14 – Розгорнута індикаторна діаграма при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

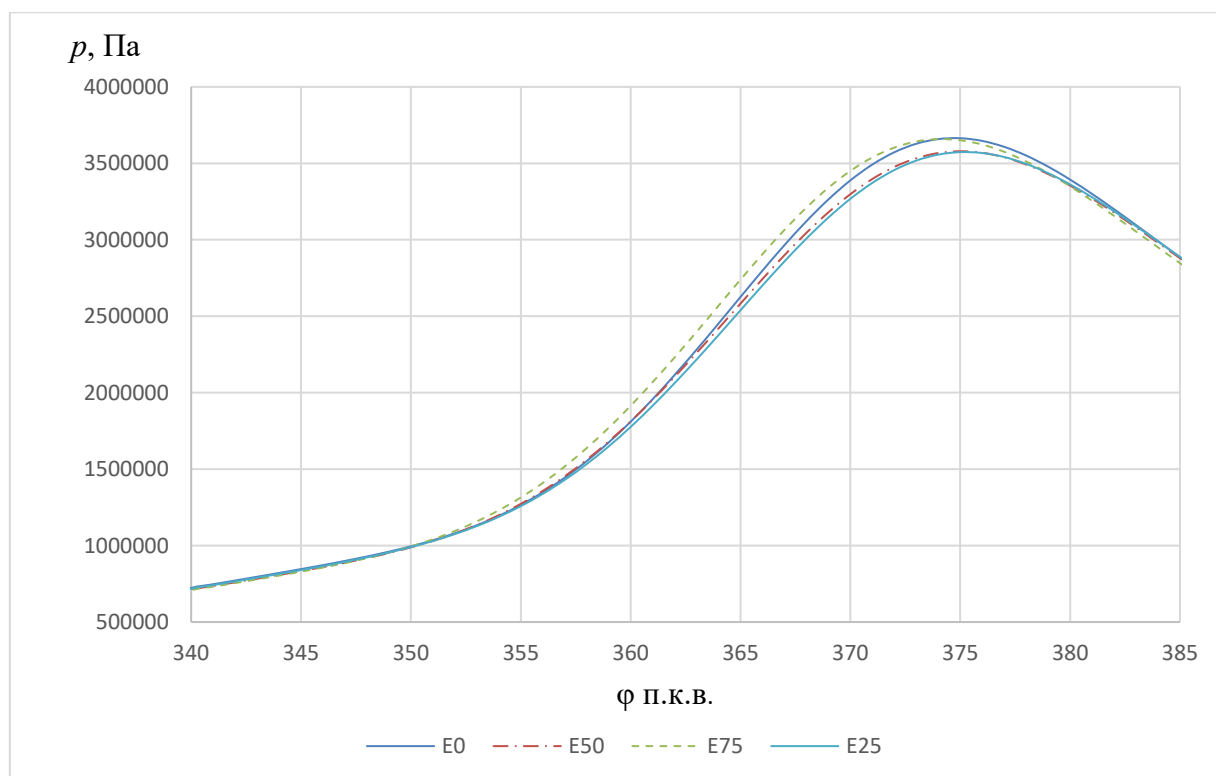


Рисунок 5.15 – Розгорнута індикаторна діаграма (ділянка згоряння) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

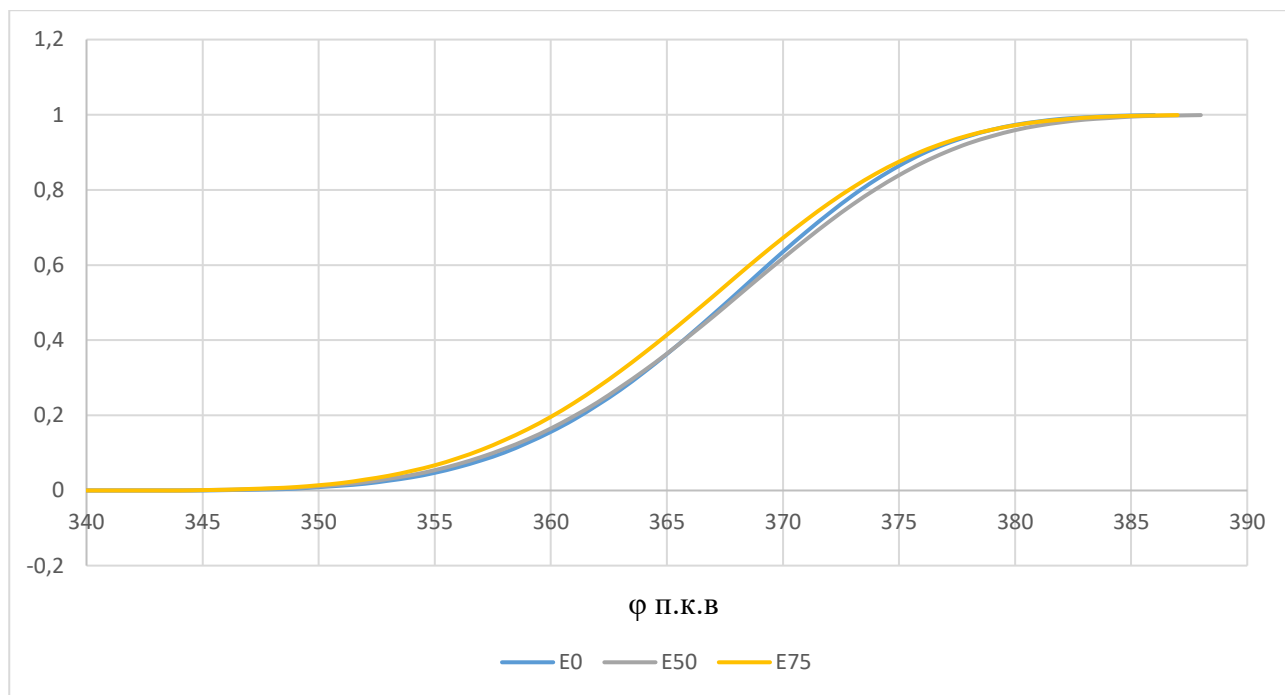


Рисунок 5.16 – Коефіцієнт тепловиділення при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

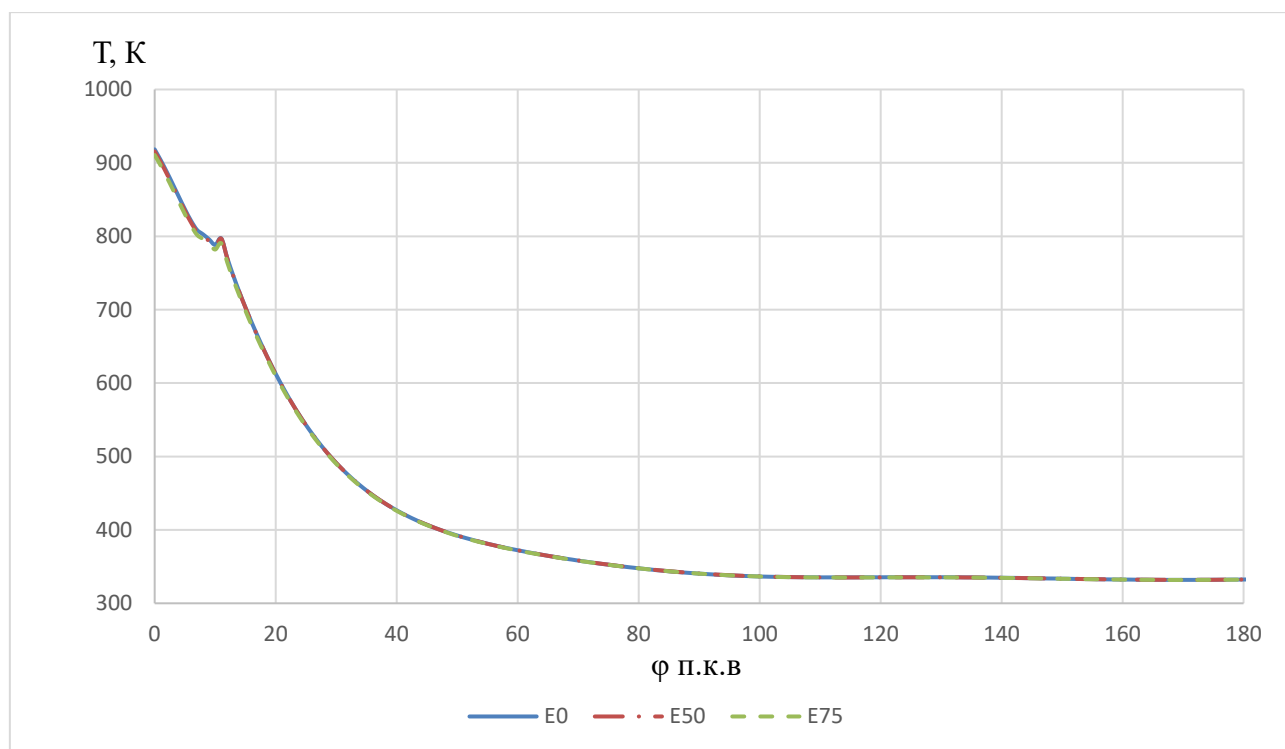


Рисунок 5.17 – Діаграма температури в циліндрі (ділянка впуску) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

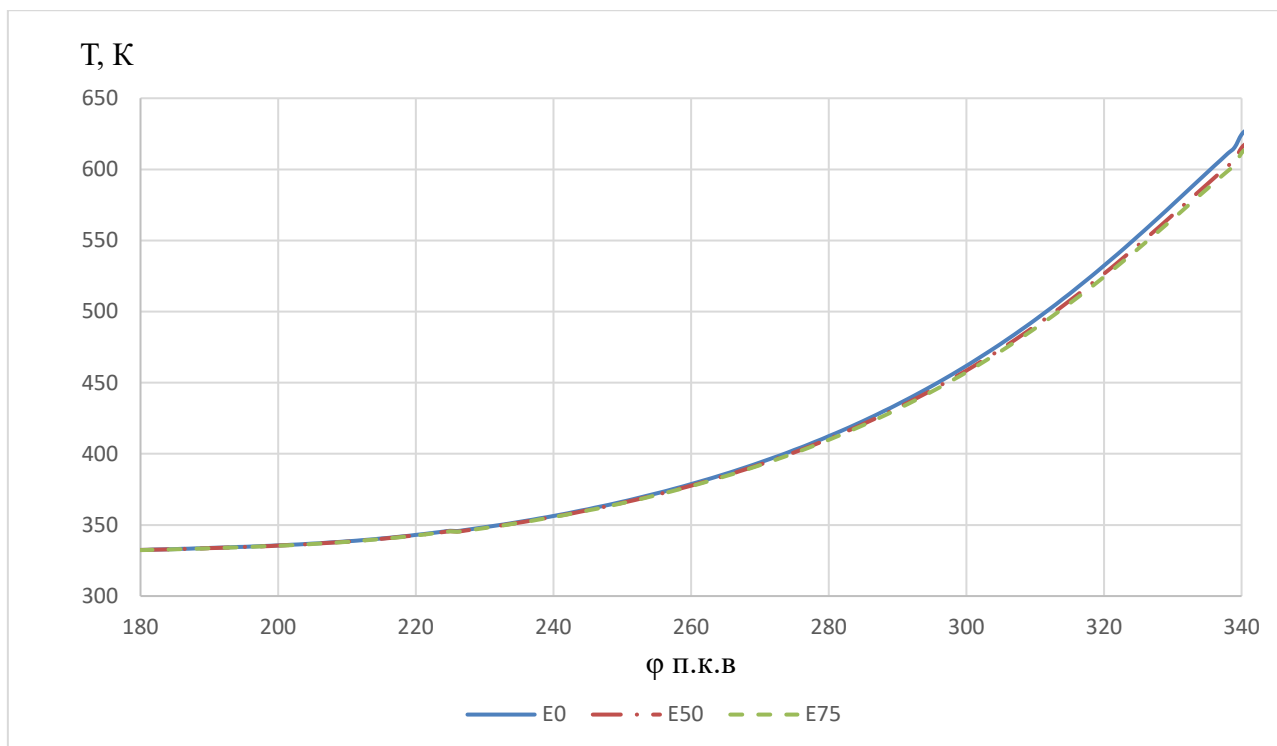


Рисунок 5.18 – Діаграма температури в циліндрі (ділянка стиску) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

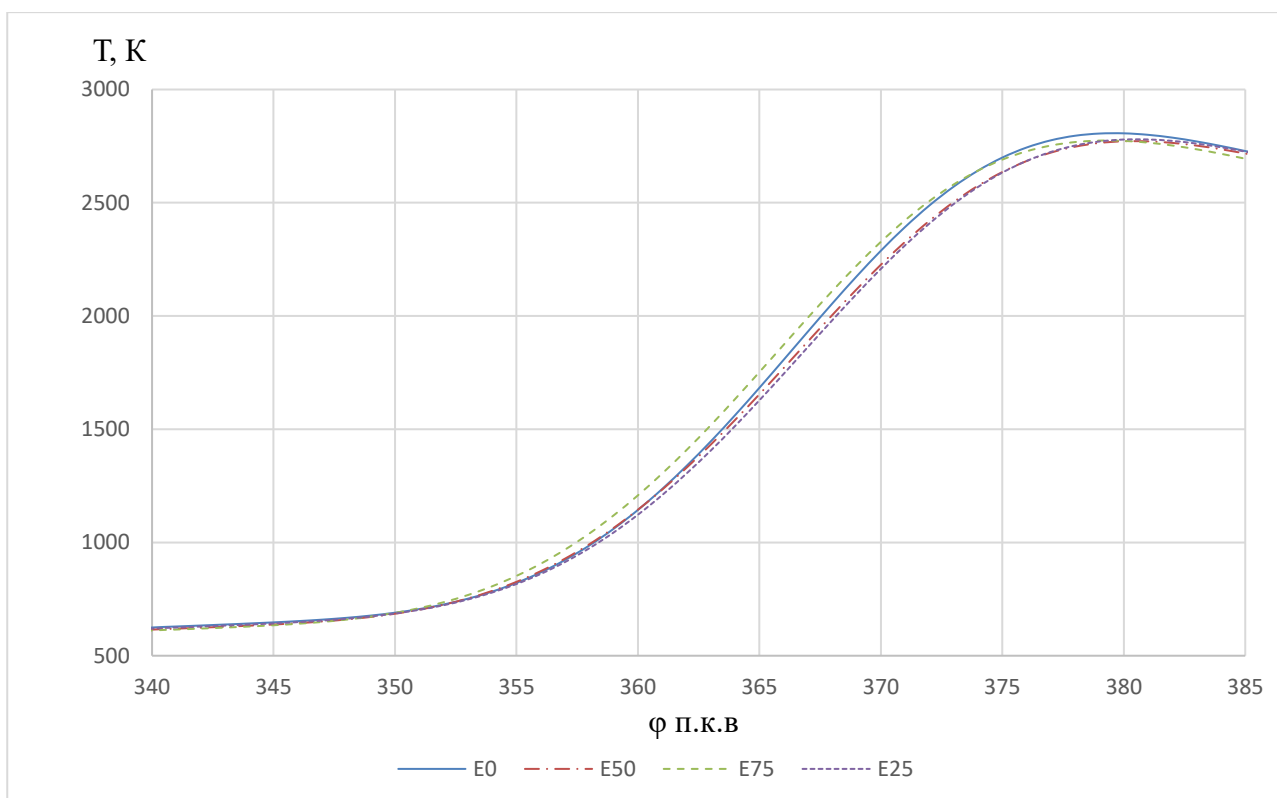


Рисунок 5.19 – Діаграма температури в циліндрі (ділянка згоряння) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500 \text{ мбар}$

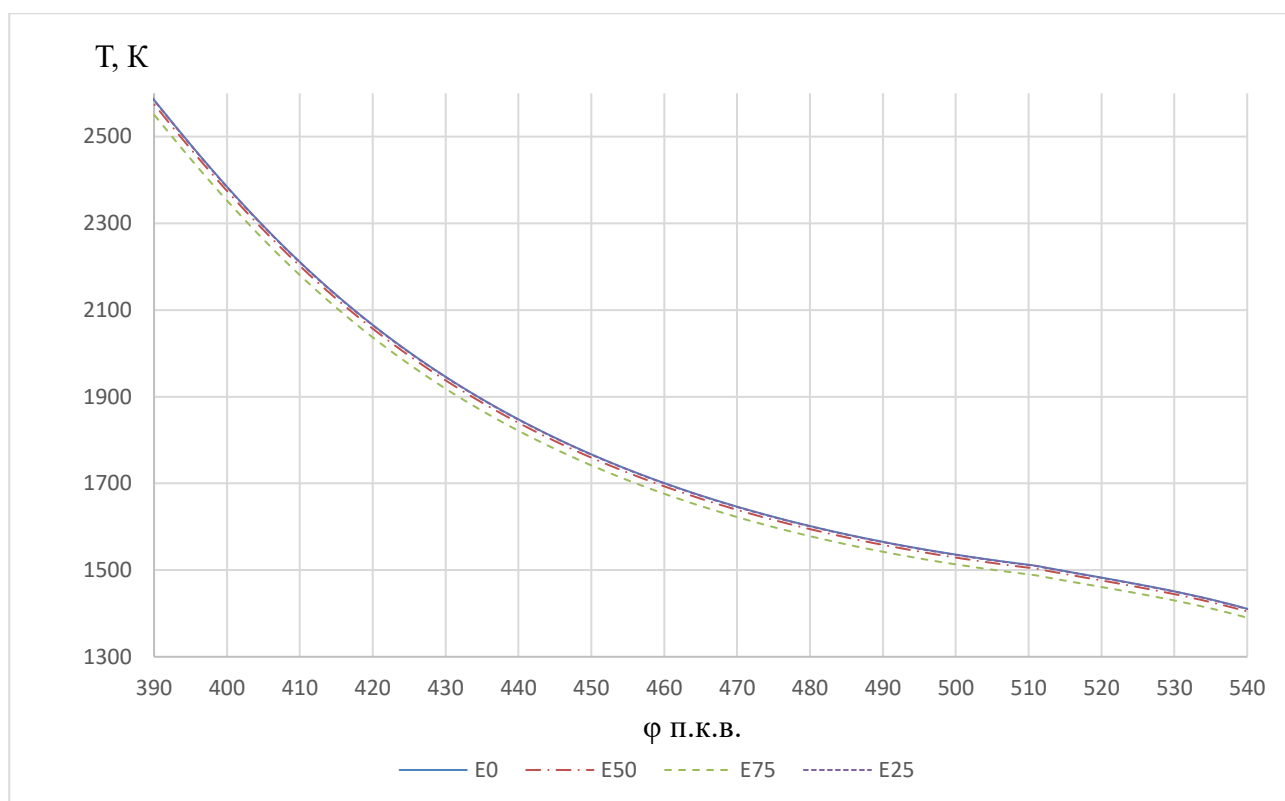


Рисунок 5.20 – Діаграма температури в циліндрі (ділянка розширення) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500$ мбар

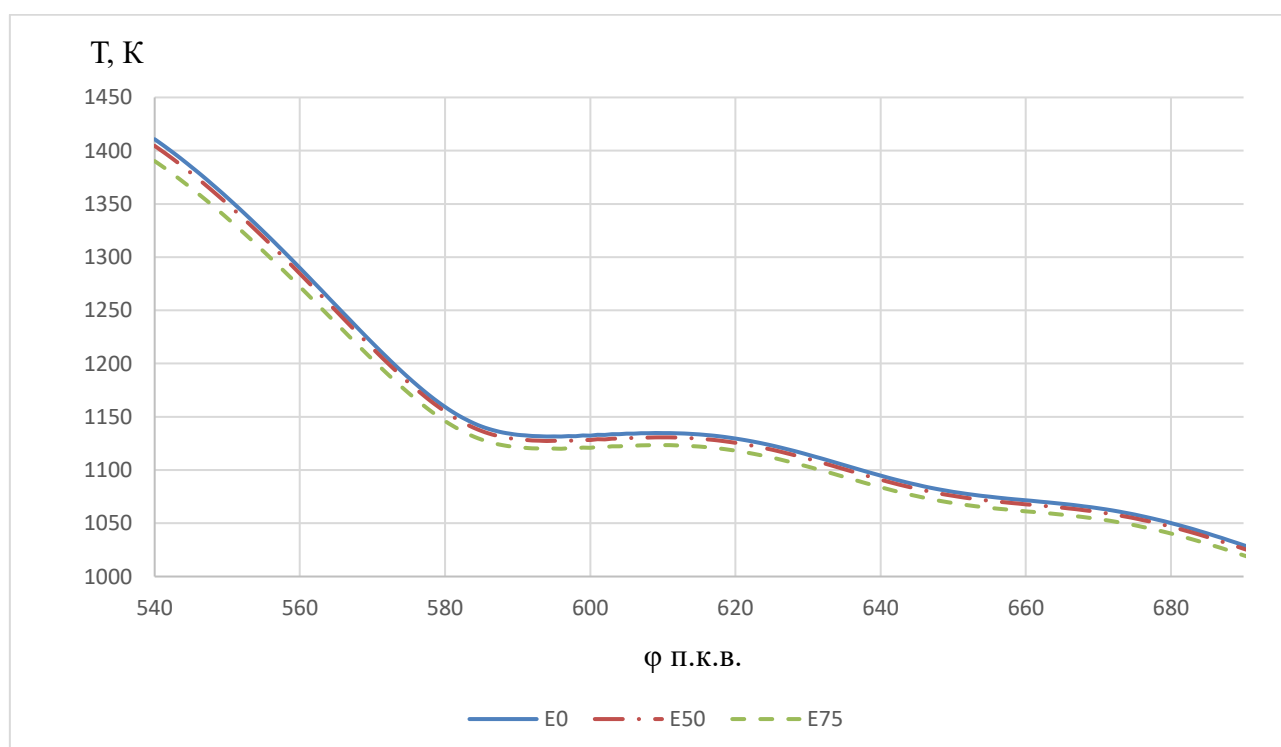


Рисунок 5.21 – Діаграма температури в циліндрі (ділянка випуску) при $n=2400 \text{ хв}^{-1}$, $P_k=500$ мбар

5.3 Дослідження індикаторних, ефективних та екологічних показників двигуна при використанні спиртовмісних палив в різних режимах роботи

Аналіз графічних залежностей від навантаження двигуна (рис. 5.22 – 5.23), які описують максимальний тиск та максимальну температуру циклу встановлено, що використання палива, що містить етанол, призводить до зменшення максимального тиску та температури циклу у зоні низького та частково середнього навантаження. В зоні середніх навантажень значення максимального тиску практично не відрізняється від виду палива. При цьому, значення максимальної температури при роботі на E75 близьке до температури на паливі E0, а для палива E50 максимальна температура циклу нижче в середньому на 25 К. В зоні навантажень вище середнього максимальний тиск циклу при роботі на паливах E50 та E75 вище ніж на бензині від 0,1 до 0,5 МПа. При цьому, значення максимальної температури в зоні високих навантажень найвищі для палива E75, а для палив E0 та E50 практично не відрізняються. Таким чином, вплив факторів, описаних вище для окремого режиму, по різному проявляється для різних навантажень двигуна: у режимах малих навантажень цей вплив послаблюється, а в режимах високих навантажень – посилюється.

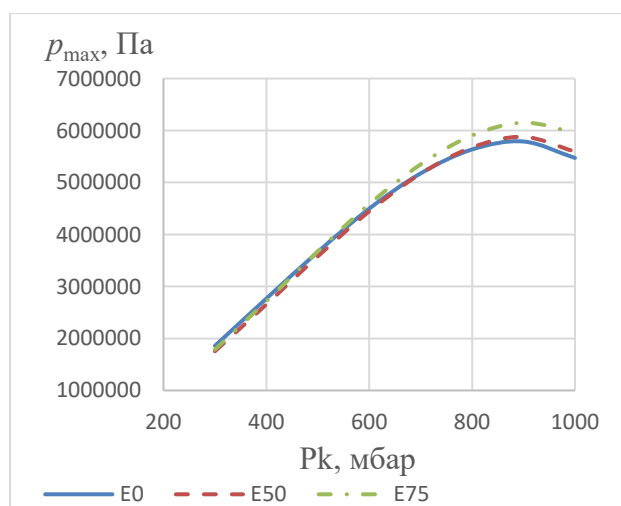


Рисунок 5.22 – Максимальний тиск в циліндрі при частоті обертання 2400 хв^{-1}

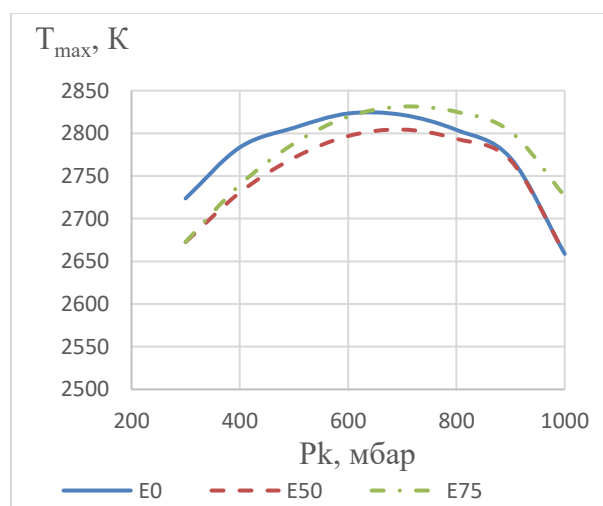


Рисунок 5.23 – Максимальна температура в циліндрі при частоті обертання 2400 хв^{-1}

Наявність етанолу в паливі практично не призводить до зміни значень індикаторного крутного моменту (рис. 5.24), ефективного крутного моменту (рис. 5.25), середнього ефективного тиску (рис. 5.26) та ефективної потужності двигуна (рис. 5.27).

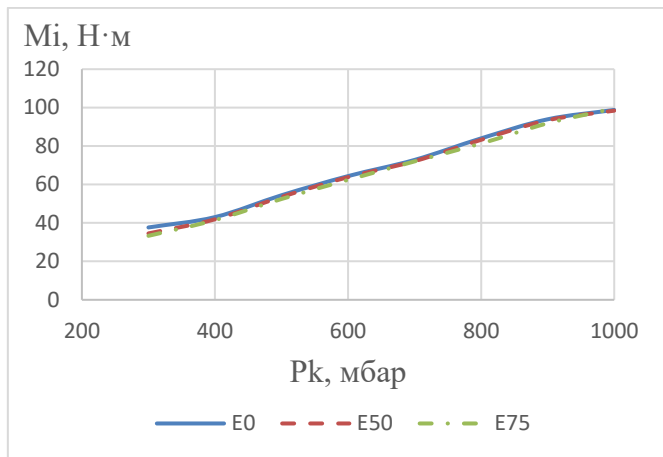


Рисунок 5.24 – Індикаторний крутний момент при частоті обертання 2400 хв⁻¹

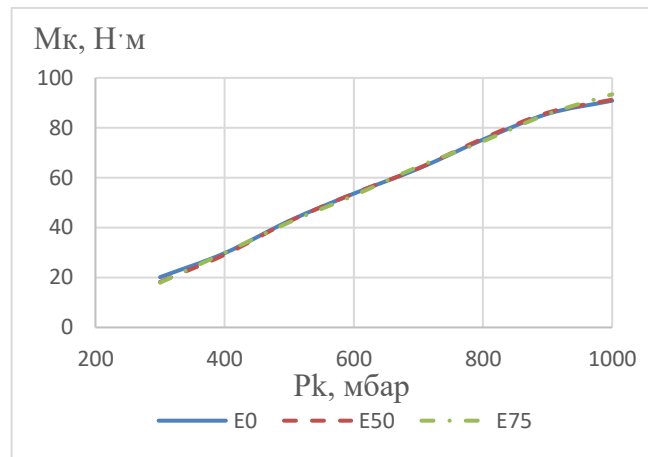


Рисунок 5.25 – Крутний момент при частоті обертання 2400 хв⁻¹

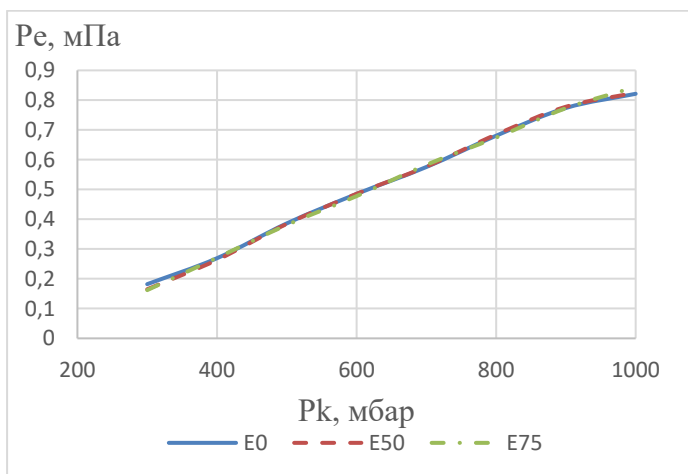


Рисунок 5.26 – Середній ефективний тиск при частоті обертання 2400 хв⁻¹

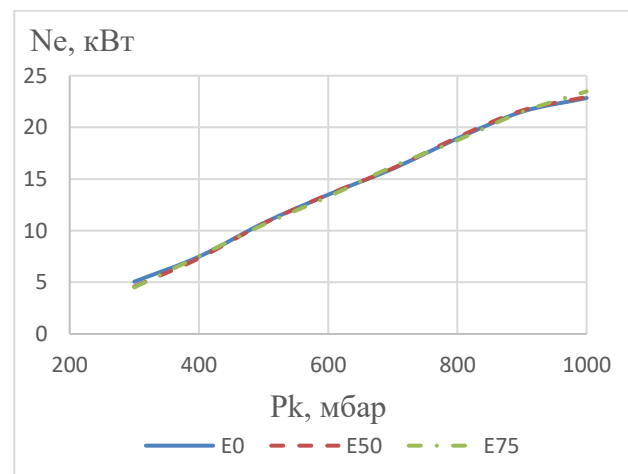


Рисунок 5.27 – Ефективна потужність при частоті обертання 2400 хв⁻¹

Годинна витрата повітря (рис. 5.28) дещо знижується при використанні E50 та E75 порівняно з E0. Це пов'язано з деяким зниженням коефіцієнта наповнення (рис. 5.29). При цьому, рівень залишкових газів дещо зростає (рис. 5.30). Зниження наповнення можливо також пов'язана з суттєвим збільшення витрати палив E50 та E75 порівняно з паливом E0 (рис. 5.31).

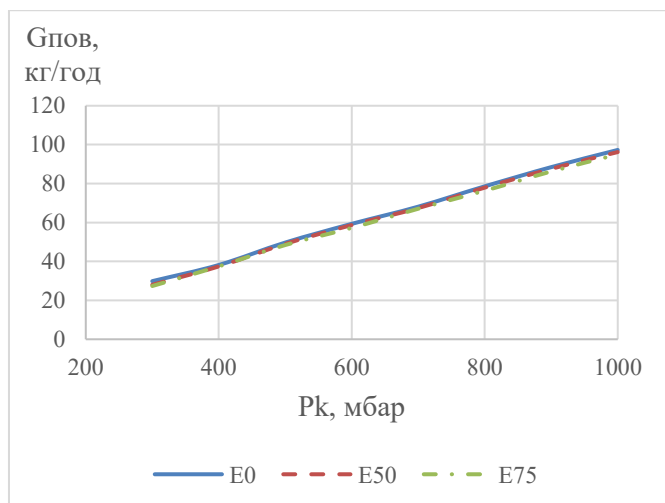


Рисунок 5.28 – Годинна витрата повітря при частоті обертання 2400 хв⁻¹

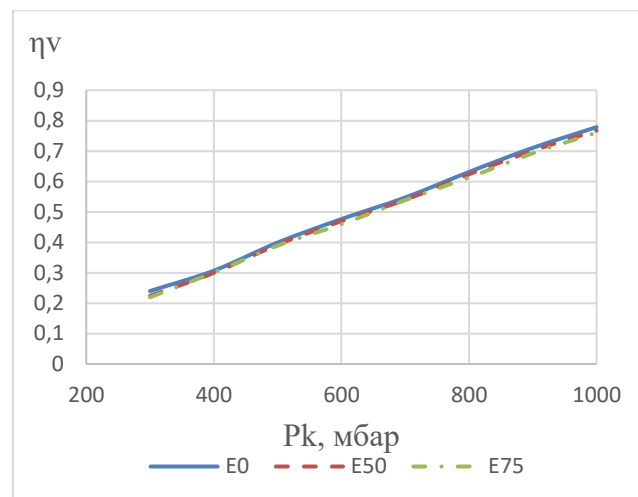


Рисунок 5.29 – Коефіцієнт наповнення при частоті обертання 2400 хв⁻¹

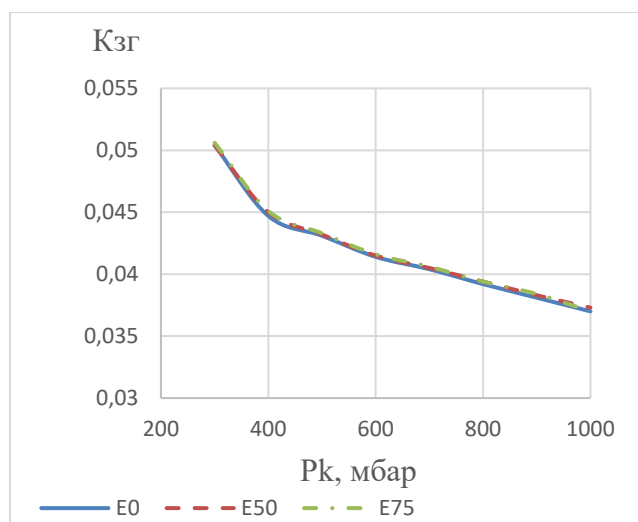


Рисунок 5.30 – Коефіцієнт залишкових газів при частоті обертання 2400 хв⁻¹

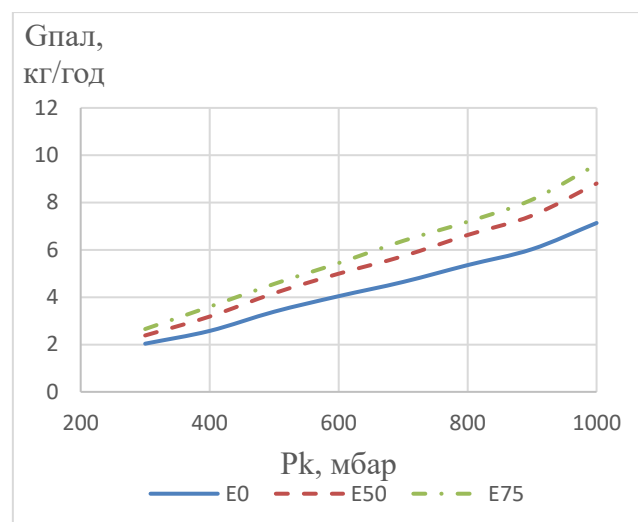


Рисунок 5.31 – Годинна витрата палива при частоті обертання 2400 хв⁻¹

Питомі індикаторна (рис. 5.32) та ефективна (рис. 5.33) витрати палива також мають пропорційно більші значення для палив E50 та E75 порівняно з паливом E0, що викликано більш низькою теплотою згоряння спиртовмісних палив. При цьому, вміст етанолу в паливі призводить до збільшення індикаторного (рис. 5.34) та ефективного (рис. 5.35) ККД двигуна. Такий вплив пов'язаний з впливом вмісту етанолу у паливі на склад робочого тіла та залежності тиску і температури в циліндрі, а у випадку палива E75 додатково зі збідненням паливоповітряної суміші.

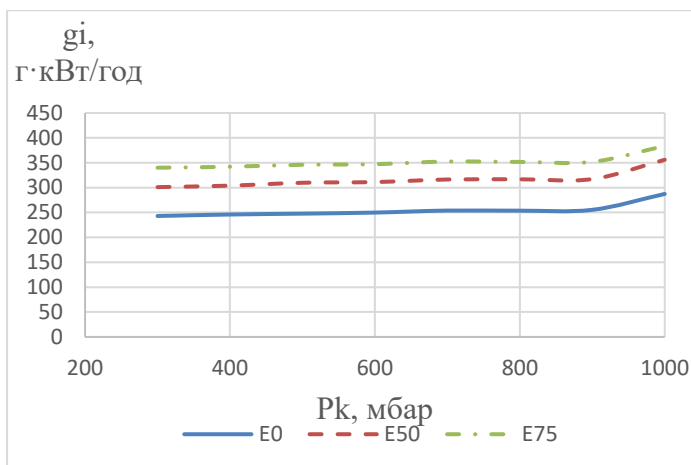


Рисунок 5.32 – Пітома індикаторна витрата палива при частоті обертання 2400 хв^{-1}

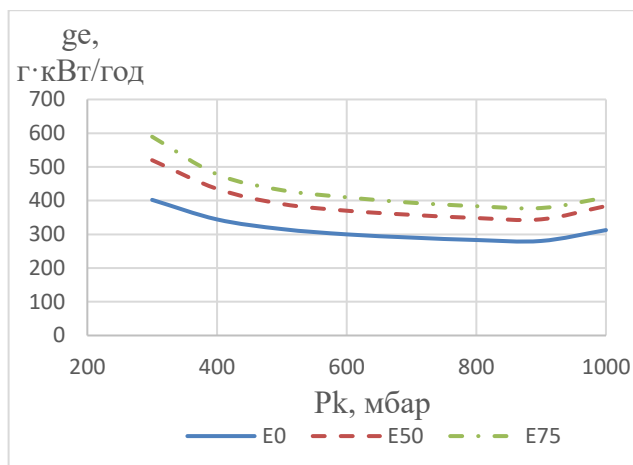


Рисунок 5.33 – Пітома ефективна витрата палива при частоті обертання 2400 хв^{-1}

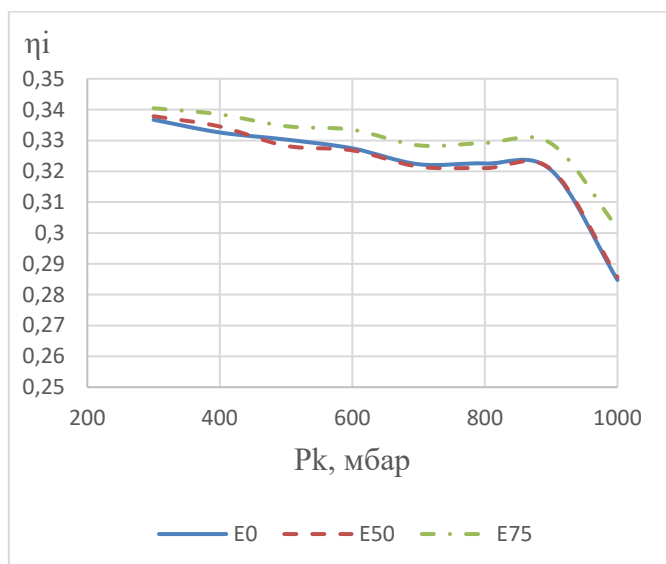


Рисунок 5.34 – Індикаторний ККД при частоті обертання 2400 хв^{-1}

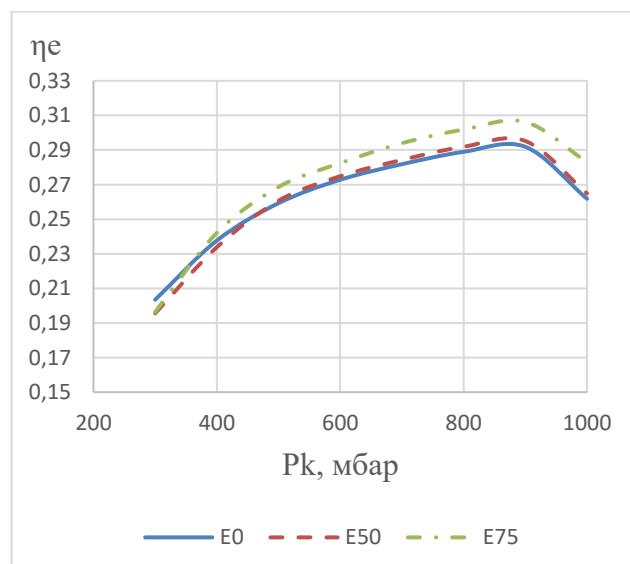


Рисунок 5.35 – Ефективний ККД при частоті обертання 2400 хв^{-1}

Таким чином, отримані залежності індикаторних та ефективних показників двигуна від навантаження для різних видів палив показують, що використання палив з високим вмістом етанолу забезпечує отримання таких же енергетичних показників, що і при живленні бензином, однак, це досягається відмінним від бензину співвідношенням параметрів палива, ККД робочого циклу, коефіцієнтів наповнення та надміру повітря. Отримані залежності дають підстави

стверджувати про поліпшення ефективності двигуна при роботі на спиртовмісному паливі при зростанні абсолютної витрати палива.

Як видно з результатів моделювання, концентрації CO у ВГ (рис. 5.36) до нейтралізатора зменшуються зі збільшенням вмісту етанолу. Концентрації СН (рис. 5.37) дещо зростають для палива E50, але значно зменшуються для палива E75 порівняно з паливом E0. Концентрації CO₂ (рис. 5.38) зменшуються при малому навантаженні зі збільшенням вмісту етанолу, та дещо збільшуються при високому та повному навантаженні.

Характер зміни концентрацій CO у ВГ після нейтралізатора (рис. 5.39) не змінюється: зі збільшенням етанолу в паливі концентрації зменшуються. Концентрація СН у ВГ після нейтралізатора (рис. 5.40) зростає зі збільшенням вмісту етанолу. Це можна пояснити тим, що при високому вмісті етанолу знижується можливість управління кількістю кисню, накопиченому у нейтралізаторі. Внаслідок цього, пористий шар нейтралізатора перенасичується киснем, який не витрачається звідти, очевидно, блокуючи реакції окислення СН в активному шарі. Концентрації CO₂ після нейтралізатора (рис. 5.41) мають такий самий характер та близькі значення як і до нейтралізатора.

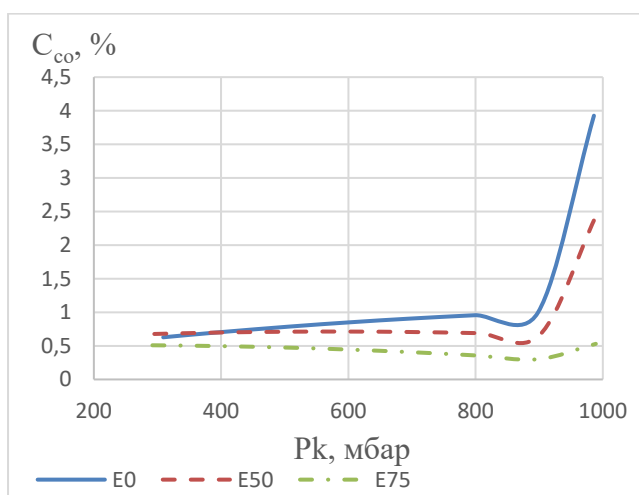


Рисунок 5.36 – Концентрації CO у ВГ до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв^{-1}

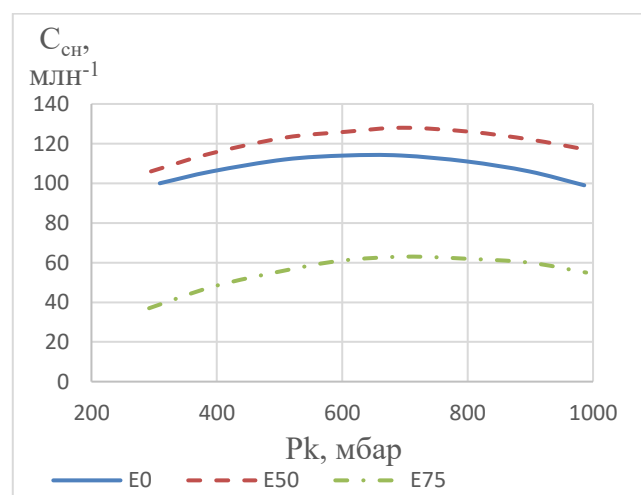


Рисунок 5.37 – Концентрації СН у ВГ до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв^{-1}

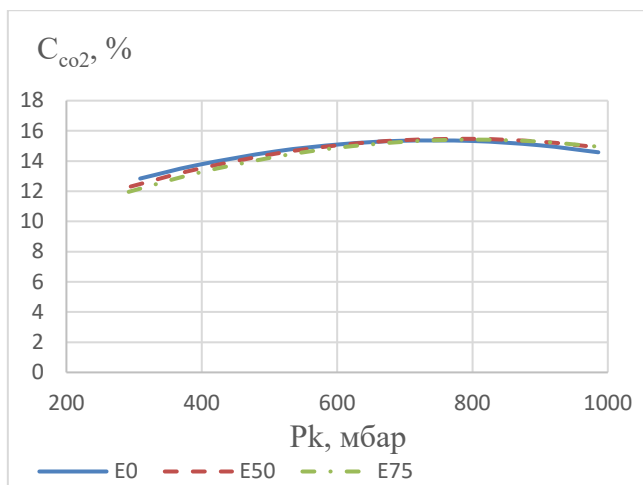


Рисунок 5.38 – Концентрації CO₂ у ВГ до нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹

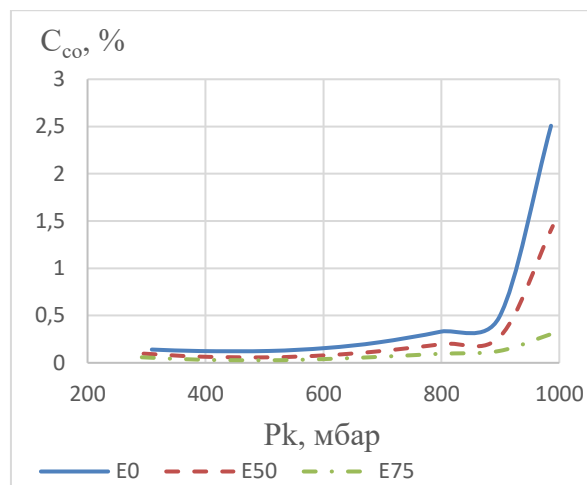


Рисунок 5.39 – Концентрації CO у ВГ після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹

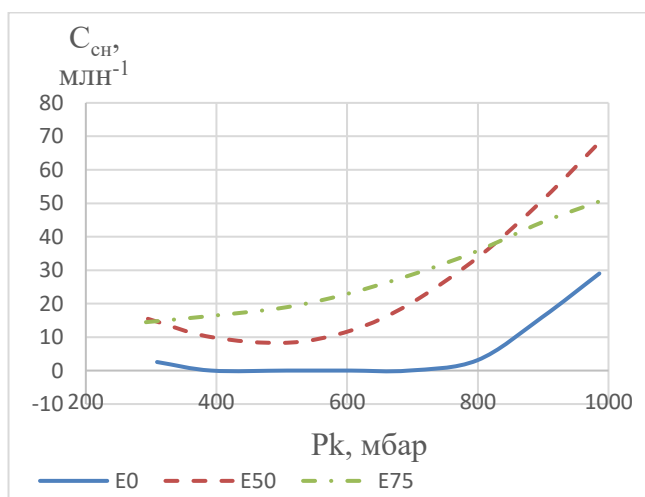


Рисунок 5.40 – Концентрації CH у ВГ після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹

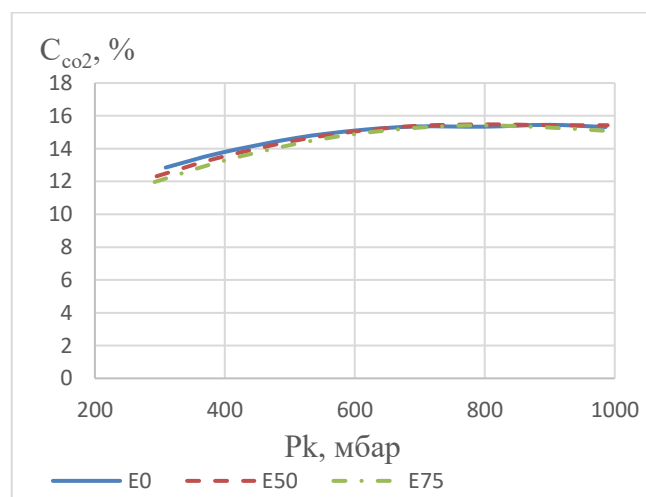


Рисунок 5.41 – Концентрації CO₂ у ВГ після нейтралізатора при частоті обертання 2400 хв⁻¹

Порівнюючи концентрації CO та CH до і після нейтралізатора, встановлюємо ефективність нейтралізації цих речовин. Таким чином, ефективність нейтралізації для CO (рис. 5.42) зростає зі збільшенням вмісту етанолу в паливі, а CH (рис. 5.43) – зменшується зі збільшенням вмісту етанолу.

За результатами моделювання витрат палива і повітря двигуна в залежності від частоти обертання та навантаження за роботи на паливах з різним вмістом етанолу та концентрацій ЗР після нейтралізатора визначено масові викиди цих

ЗР з ВГ двигуна (рис. 5.44, 5.45, 5.46). За результатами розрахунку масових викидів ЗР можна встановити, що при використанні палив з високим вмістом етанолу викиди CO (рис. 5.44) суттєво знижуються (на 40...80%). При цьому, масові викиди CH (рис. 5.45) дещо зростають внаслідок погіршення ефективності їхньої нейтралізації. Масові викиди CO₂ (рис. 5.46) знижуються на 4,5...15% при використанні палив з високим вмістом етанолу.

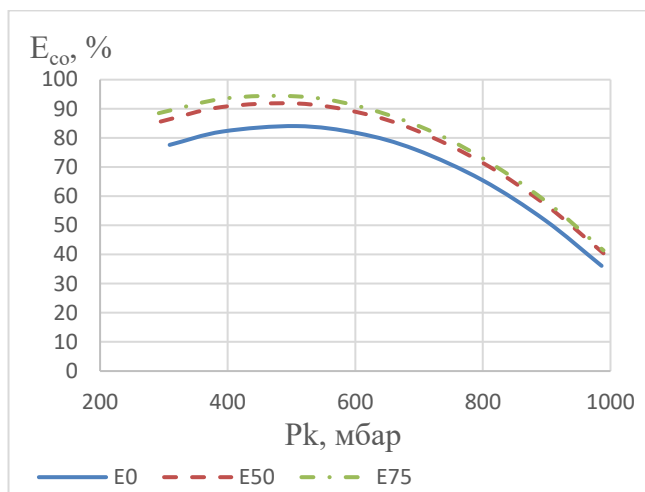


Рисунок 5.42 – Ефективність
нейтралізації CO при частоті обертання
2400 хв⁻¹

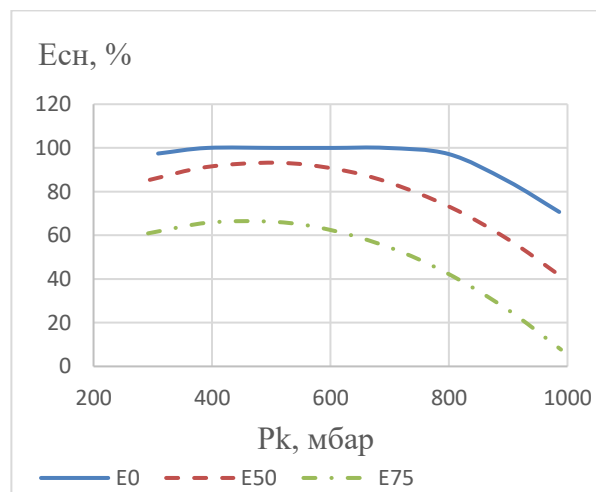


Рисунок 5.43 – Ефективність
нейтралізації CH при частоті
обертання 2400 хв⁻¹

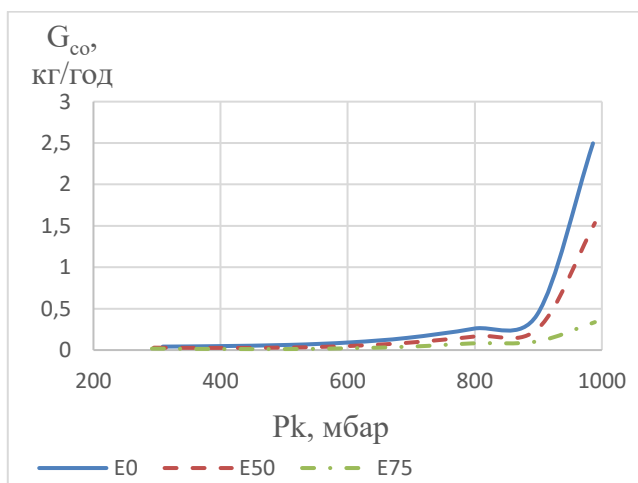


Рисунок 5.44 – Масові викиди CO при
частоті обертання 2400 хв⁻¹

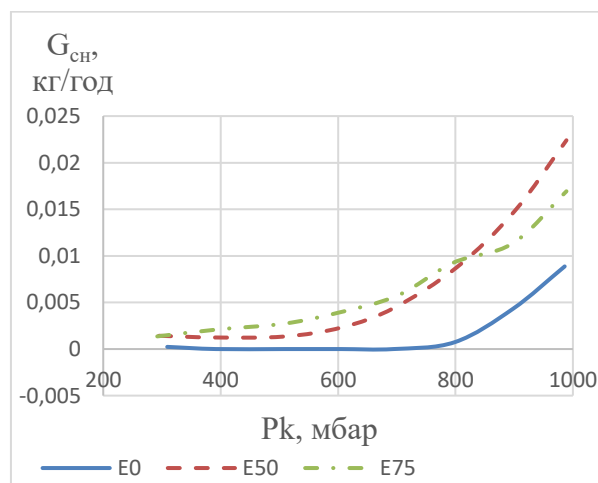


Рисунок 5.45 – Масові викиди CH при
частоті обертання 2400 хв⁻¹

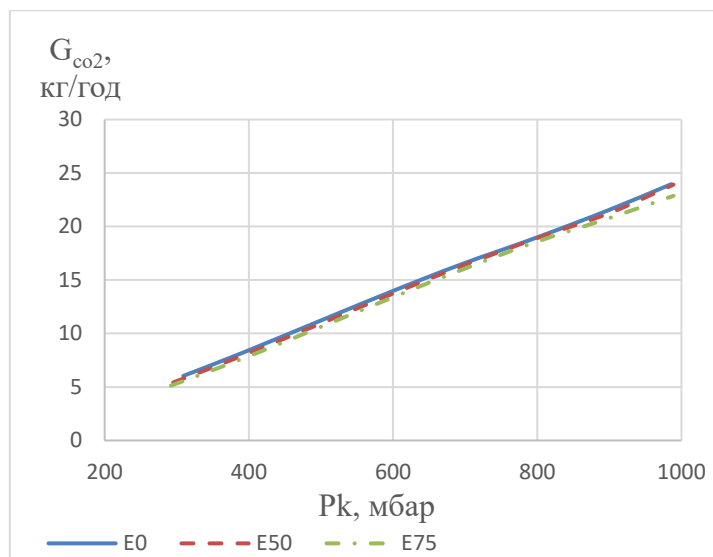


Рисунок 5.46 – Масові викиди CO₂ при частоті обертання 2400 хв⁻¹

Таким чином, результати порівняння екологічних показників двигуна в залежності від режиму роботи при використанні палив з різним вмістом етанолу показують, що ці показники залежать як від витрати палива, його хімічного складу, наповнення циліндрів, так і від ефективності нейтралізації утворених ЗР у нейтралізаторі. Ефективність нейтралізації, в свою чергу, залежить від хімічного складу продуктів згоряння, на який впливає вміст етанолу в паливі та можливості системи управління двигуном по регулюванню цього складу. З урахуванням цього, доцільно застосовувати такий вміст етанолу в паливі, який забезпечує можливість управління складом продуктів згоряння з боку системи управління двигуном та забезпечує в результаті достатню ефективність нейтралізації ЗР.

5.4 Визначення доцільного значення добавки етанолу до бензині

Як видно із залежностей індикаторного крутного моменту (рис. 5.47), зі збільшенням вмісту етанолу в паливі індикаторний крутний момент незначно зменшується (до 1%) при вмісті етанолу до 50% включно. При цьому, при збільшенні частоти обертання та навантаження цей відсоток зменшення знижується. При вмісті етанолу 75% індикаторний крутний момент зменшується

більш стрімко, до 2,3% порівняно з паливом Е0. Залежність коефіцієнта надміру повітря (рис. 5.48) від режиму роботи проявляється у наступному: для режимів часткового навантаження система забезпечує показники коефіцієнту надміру повітря близькі до 1. Вміст етанолу до 50% у паливі не впливає на показники коефіцієнту надміру повітря, при більшому вмісті етанолу суміш збіднюється. Таким чином, вплив складу палива на значення індикаторного крутного моменту пов'язаний зі збільшенням на 0,02 коефіцієнта надміру повітря (рис. 5.48) при вмісті етанолу 75%, що, очевидно, призводить до зниження індикаторного крутного моменту.

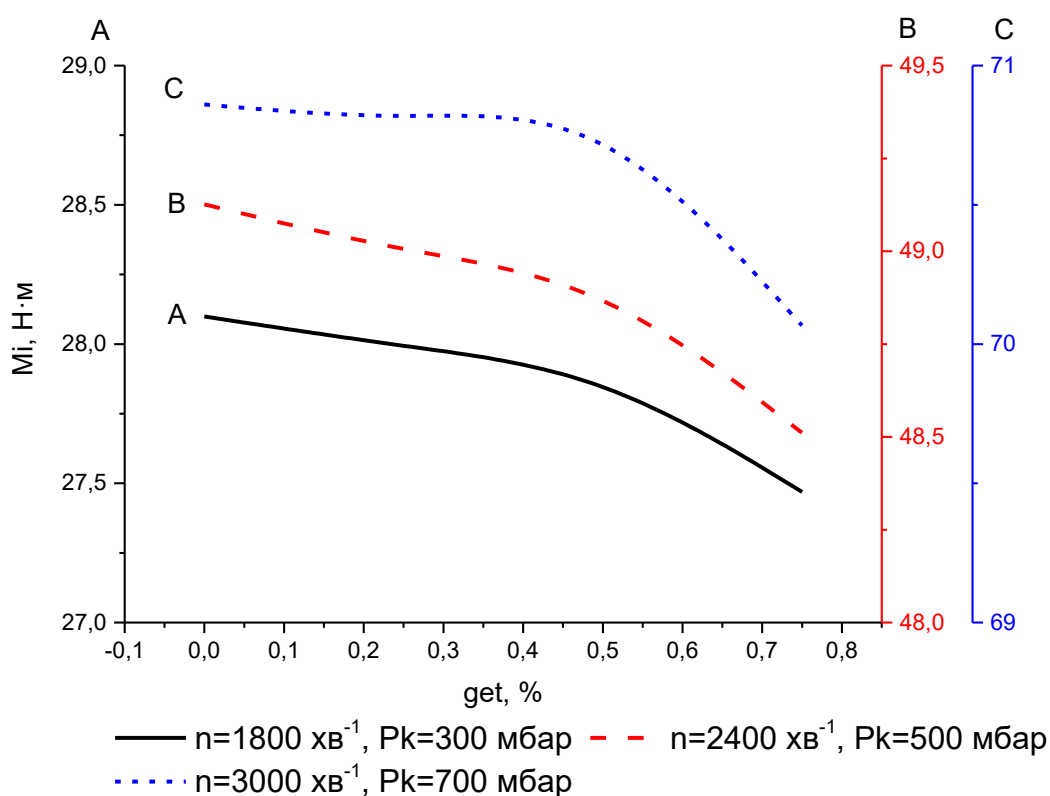


Рисунок 5.47 – Залежність індикаторного крутного моменту від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

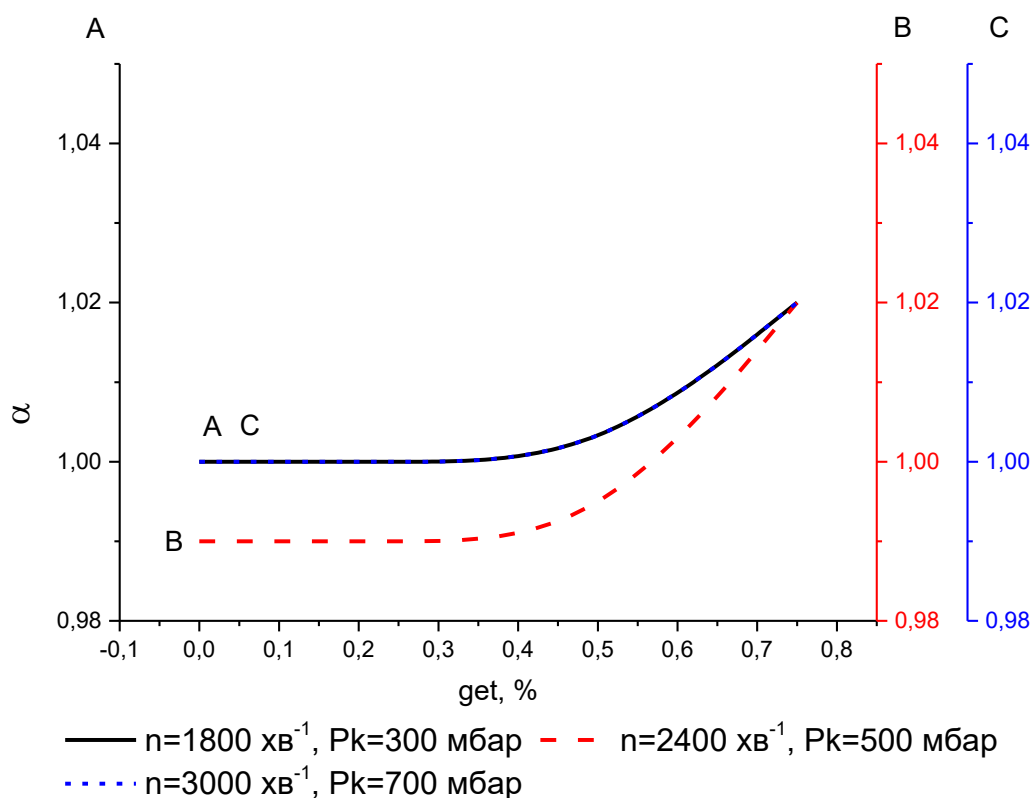


Рисунок 5.48 – Залежність коефіцієнту надміру повітря від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Годинна витрата палива (рис. 5.49) зростає майже лінійно зі збільшенням вмісту етанолу для режимів роботи з різною частотою та навантаженням. При цьому, питома індикаторна витрата палива (рис. 5.50) також практично лінійно зростає до значень вмісту етанолу 50% та зростає більш стрімко при вмісті етанолу понад 50 % у досліджених швидкісних та навантажувальних режимах роботи двигуна внаслідок вищеописаного характеру зменшення індикаторного крутного моменту в залежності від вмісту етанолу в паливі.

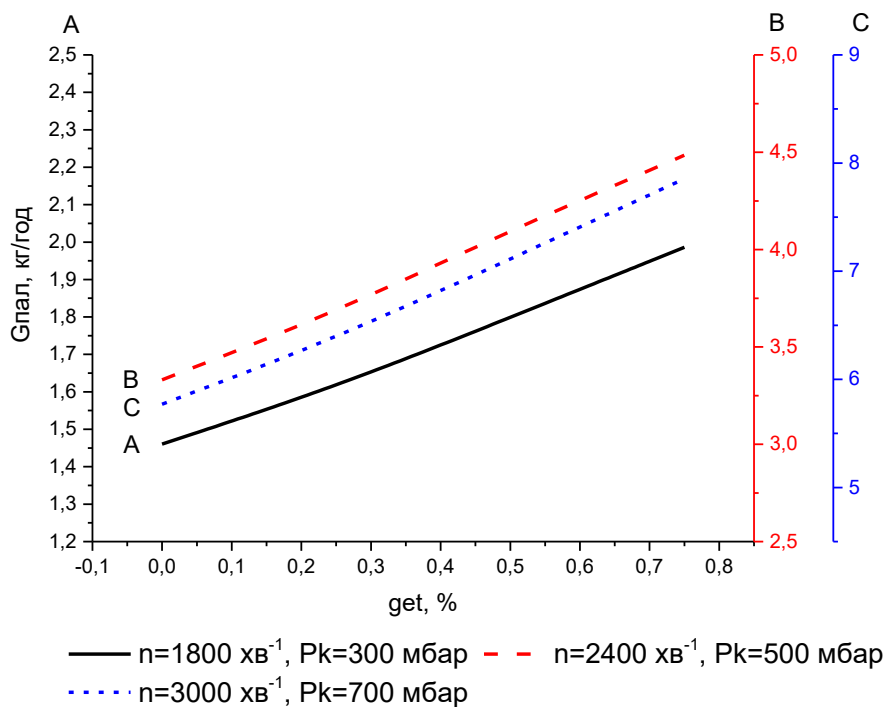


Рисунок 5.49 – Залежність годинної витрати палива від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

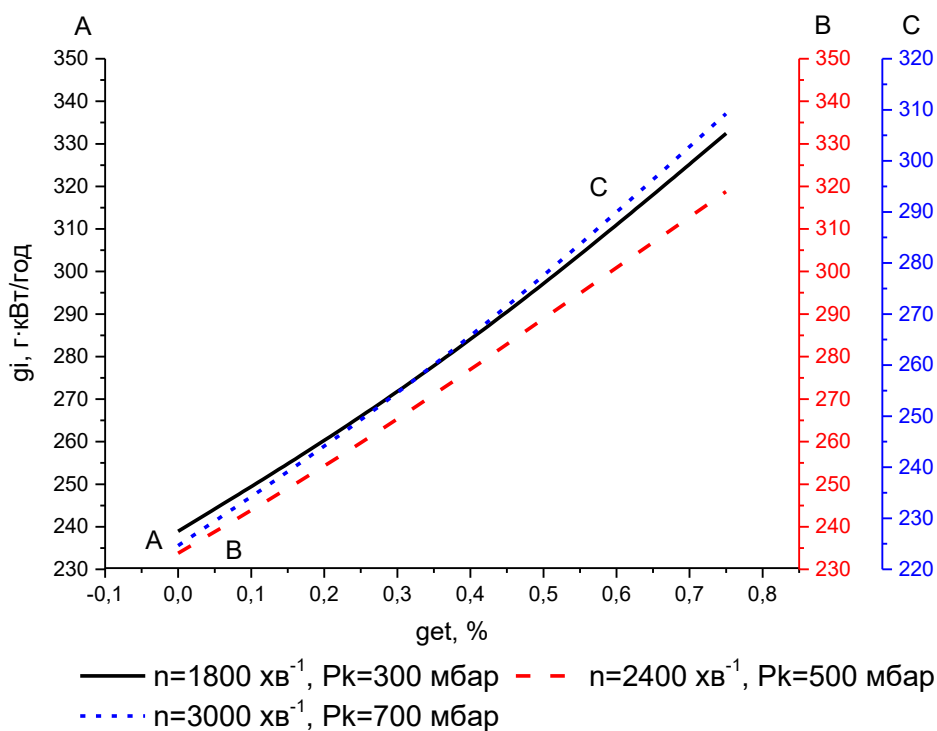


Рисунок 5.50 – Залежність питомої індикаторної витрати палива від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Індикаторний ККД (рис. 5.51) збільшується зі збільшенням вмісту етанолу в паливі: до значень 50% етанолу менш інтенсивне збільшення, до значень 75% етанолу більш інтенсивне збільшення для досліджених режимів роботи двигуна. Такий характер зміни пов'язаний, з одного боку, з поліпшенням ефективності робочого циклу за роботи на паливах з вмістом етанолу в цілому, з іншого – зі збідненням паливоповітряної суміші за роботи на паливі з 75% вмісту етанолу зокрема.

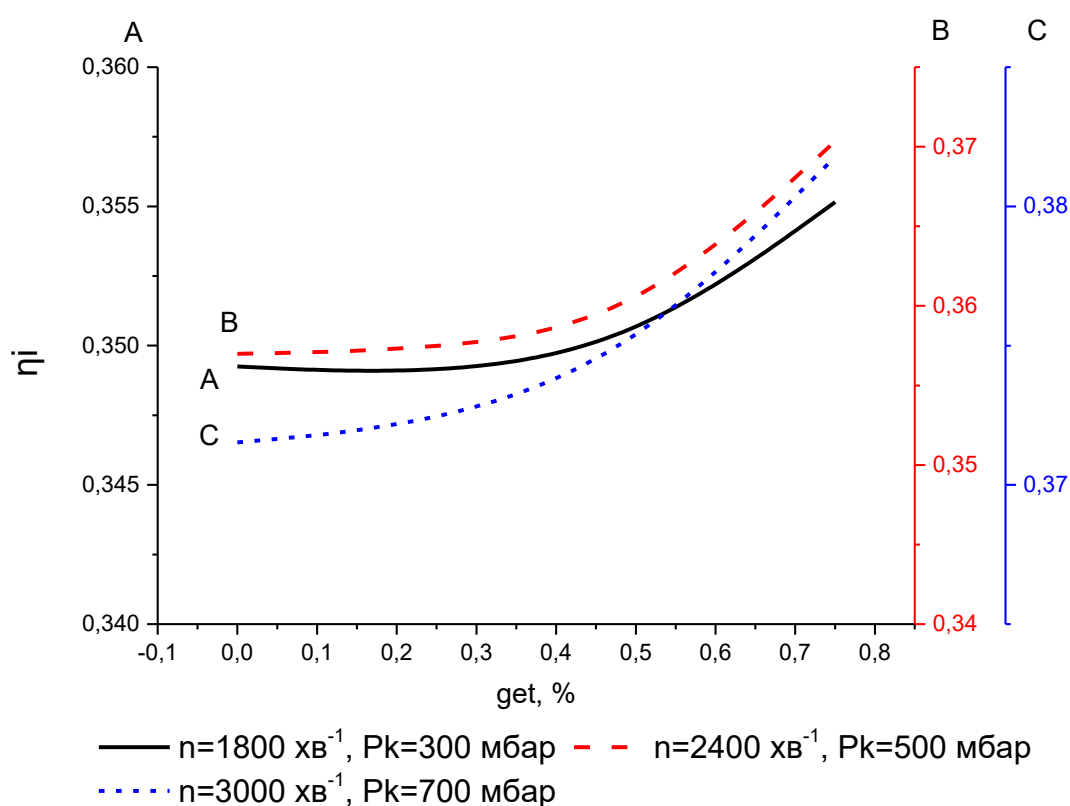


Рисунок 5.51 – Залежність індикаторного ККД від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Таким чином, з точки зору впливу на індикаторні показники двигуна в різних режимах роботи вміст етанолу в паливі недоцільно збільшувати понад 50 %, оскільки це призводить до погіршення показників двигуна, особливо, до збільшення витрати палива. При цьому, енергоефективність робочого циклу в

цілому збільшується, як внаслідок власне наявності етанолу в паливі, так і внаслідок збіднення паливоповітряної суміші при вмісті етанолу понад 50%.

Концентрації CO до нейтралізатора (рис. 5.52) в режимі малого навантаження дещо збільшуються, а при середніх навантаженнях зменшуються зі збільшенням вмісту етанолу в паливі до 50%. При досягненні значень вмісту етанолу 75% концентрації CO зменшуються незалежно від режиму роботи внаслідок збіднення суміші.

Концентрації CH до нейтралізатора (рис. 5.53) для вмісту етанолу до 50% зростають зі збільшенням вмісту етанолу для досліджених режимів роботи двигуна, а для значень вмісту етанолу більше 50% – різко зменшуються.

Вміст етанолу в паливі призводить до зменшення концентрацій CO₂ до нейтралізатора (рис. 5.54) в режимах малих та середніх навантажень, та незначного збільшення CO₂ в режимах високого навантаження.

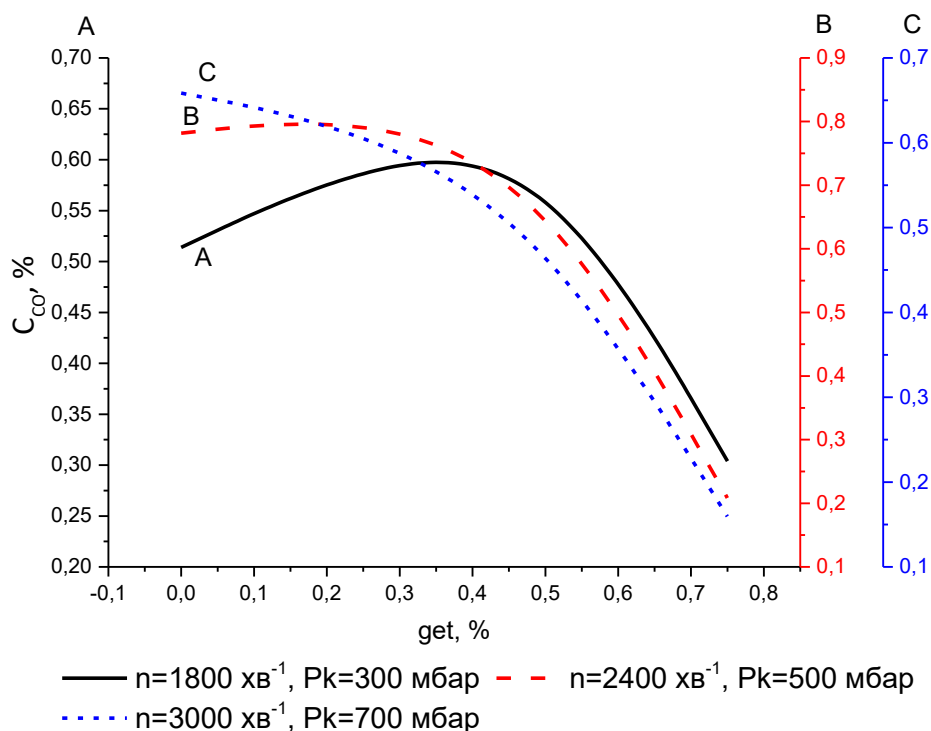


Рисунок 5.52 – Залежність концентрацій CO до нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

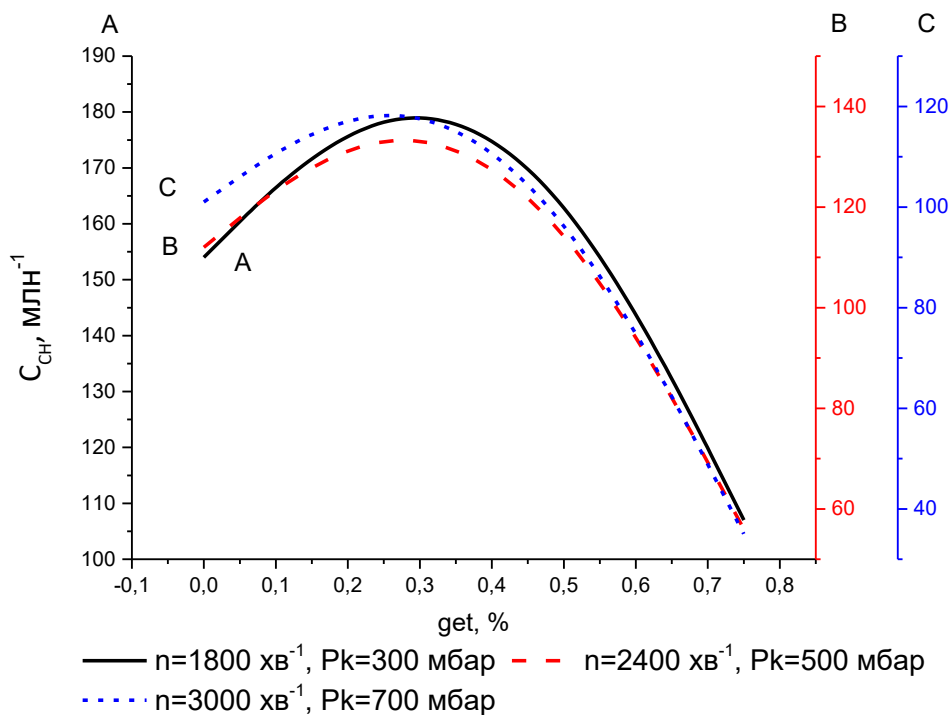


Рисунок 5.53 – Залежність концентрацій СН до нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

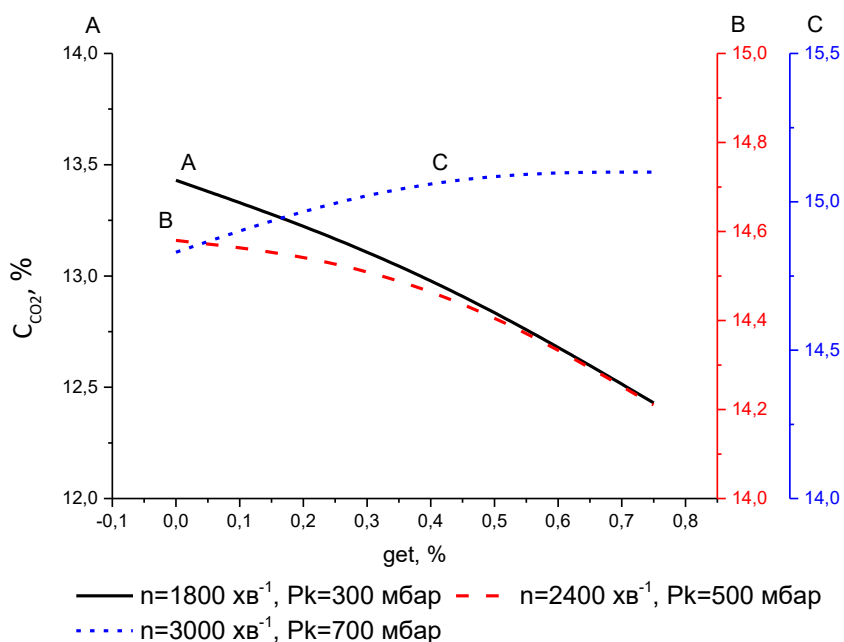


Рисунок 5.54 – Залежність концентрацій CO2 до нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Значення концентрацій CO після нейтралізатора (рис. 5.55) суттєво зменшуються зі збільшенням вмісту етанолу в паливі, досягаючи значень близьких до 0 при вмісті етанолу 75%.

Концентрації CH після нейтралізатора (рис. 5.56) для режиму малого навантаження за низької частоти обертання мають значення близько 0 незалежно від складу палива; в режимі середньої частоти обертання та середнього навантаження – зростають зі збільшенням вмісту етанолу; для режиму високої частоти обертання та навантаження – зростають до вмісту етанолу 50% в паливі, а при вмісті етанолу 75% – зменшуються.

Характер залежності концентрацій CO₂ після нейтралізатора (рис. 5.57) практично не відрізняється від характеру їхньої зміни до нейтралізатора.

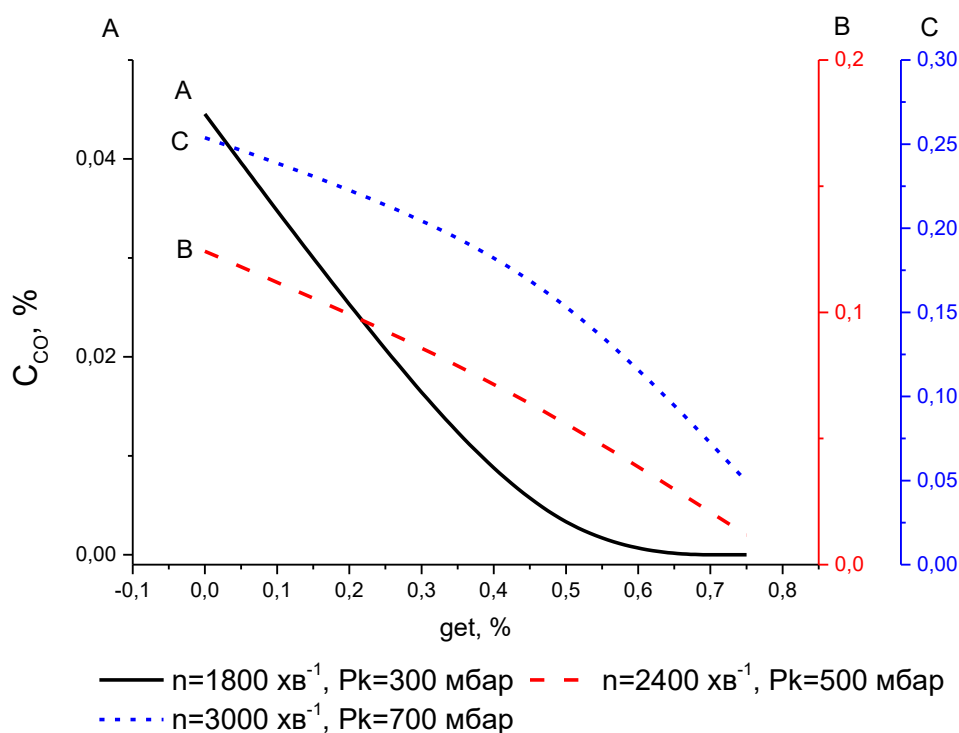


Рисунок 5.55 – Залежність концентрацій CO після нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

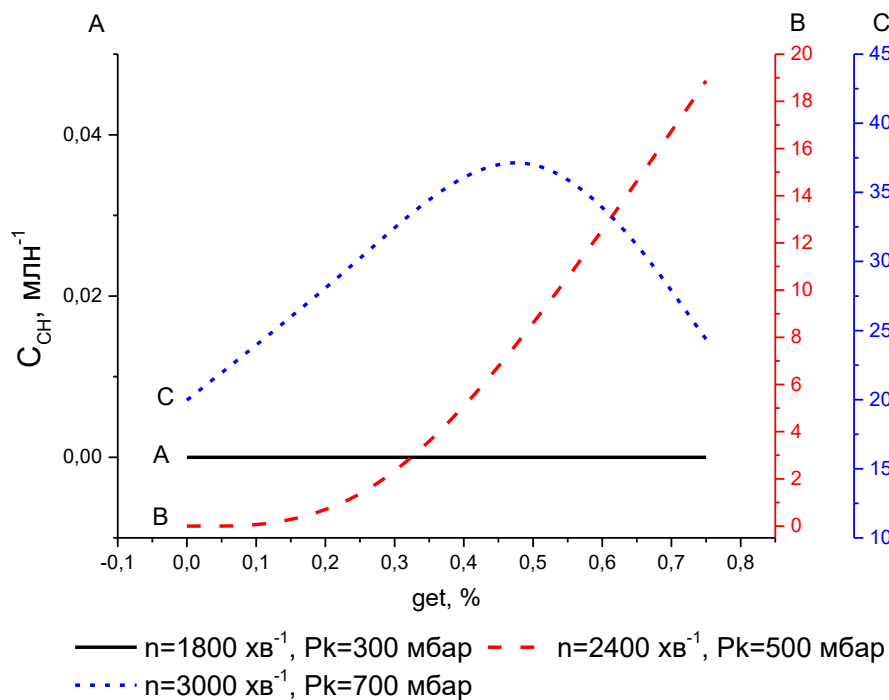


Рисунок 5.56 – Залежність концентрацій СН після нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

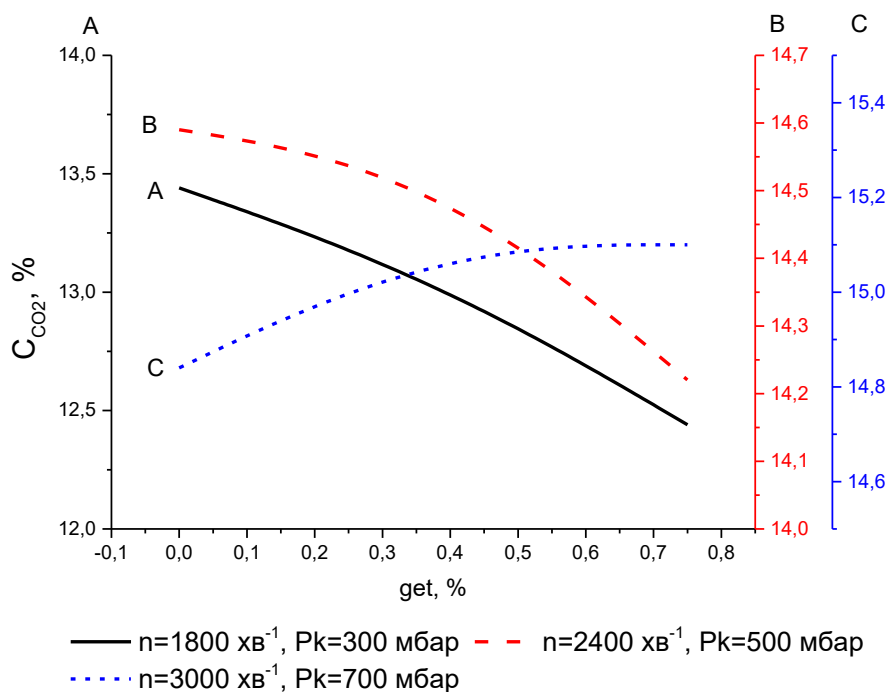


Рисунок 5.57 – Залежність концентрацій CO_2 після нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Ефективність нейтралізації СО (рис. 5.58) суттєво поліпшується зі збільшенням вмісту етанолу в паливі. Ефективність нейтралізації СН (рис. 5.59) для режиму малого навантаження за низької частоти обертання складає близько 100 % незалежно від складу палива, а зі збільшенням частоти обертання та навантаження має тенденцію до зменшення при збільшенні вмісту етанолу в паливі.

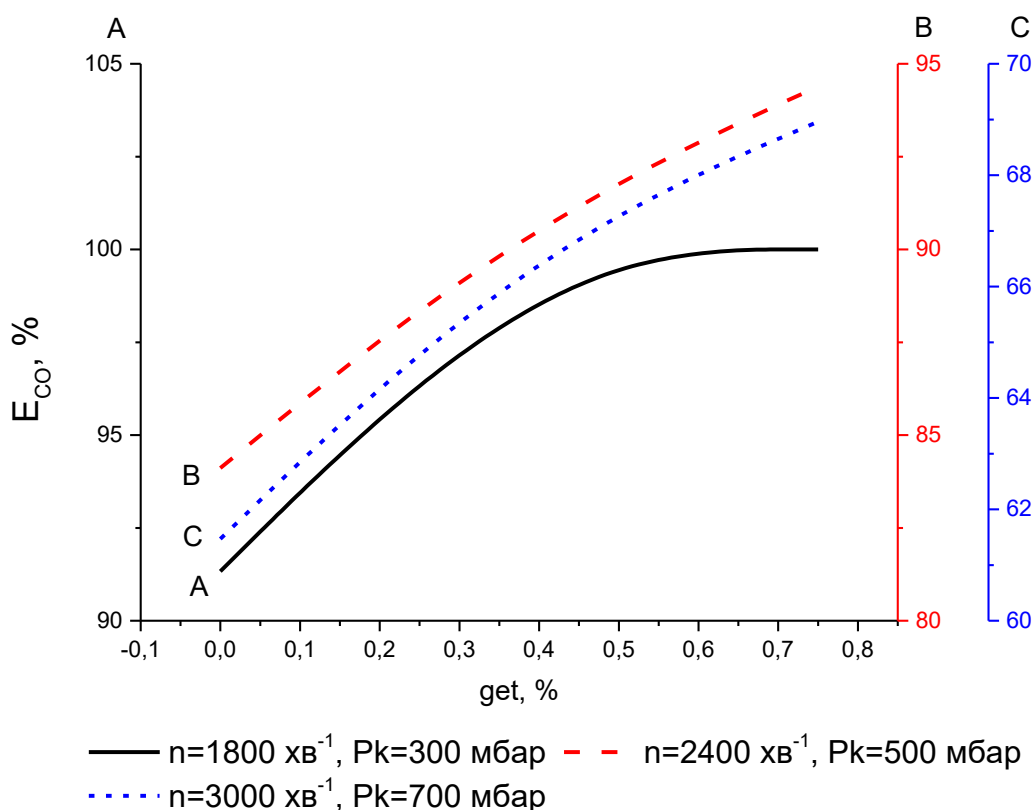


Рисунок 5.58 – Залежність ефективності нейтралізації СО від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

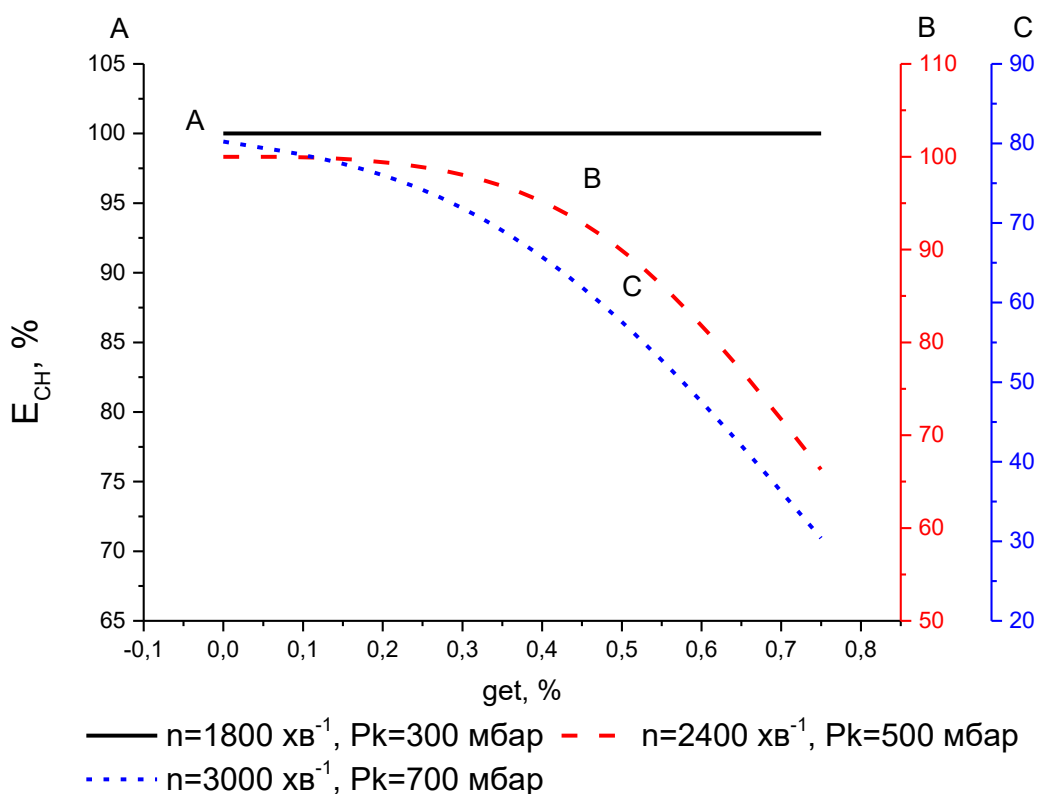


Рисунок 5.59 – Залежність ефективності нейтралізації СН від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Для розрахунку масових викидів ЗР з ВГ використовується кількість сухих продуктів згоряння, яка визначається за залежностями, що враховують вміст етанолу в паливі. При збільшенні вмісту етанолу до 50 % кількість сухих ВГ (рис. 5.60) зростає у досліджених режимах роботи двигуна, а при 75% етанолу – зменшується, очевидно внаслідок збіднення суміші.

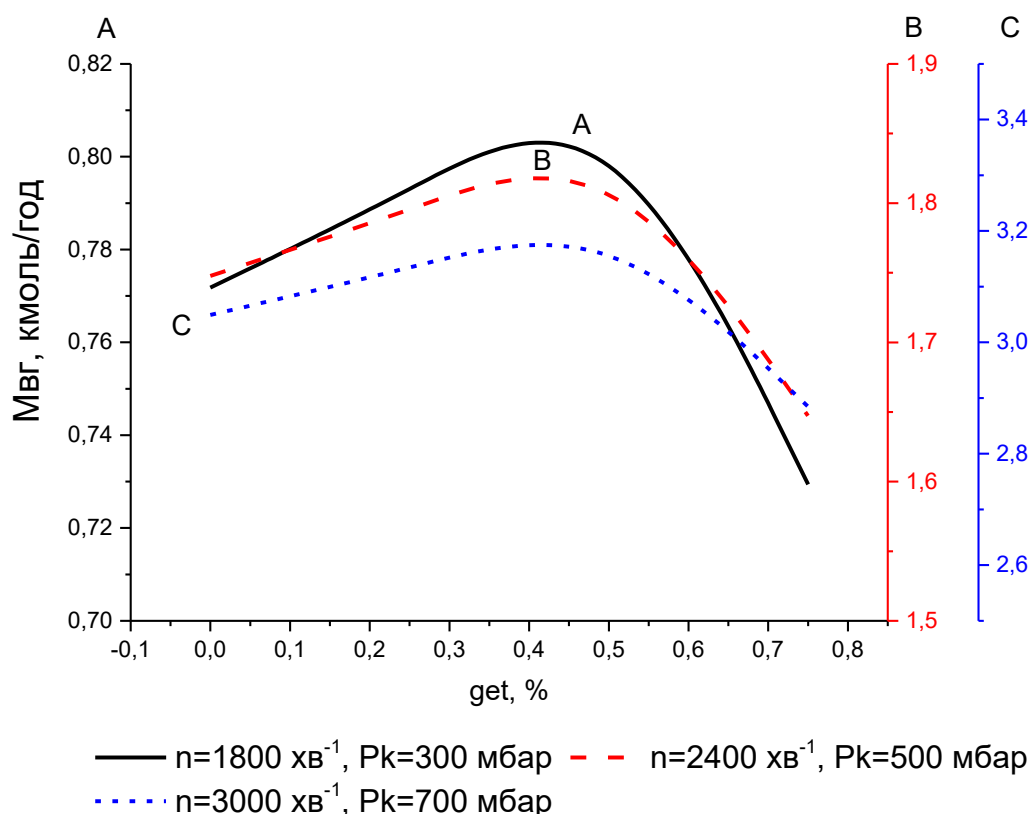


Рисунок 5.60 – Залежність кількості сухих ВГ від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Масові викиди CO (рис. 5.61) зменшуються зі збільшенням етанолу в паливі у досліджених режимах роботи двигуна. Масові викиди CH (рис. 5.62) не залежать від вмісту етанолу в режимі малого навантаження та низької частоти обертання; зростають зі збільшенням вмісту етанолу в режимі середньої частоти обертання та навантаження; в режимі високої частоти обертання та навантаження – збільшуються до вмісту етанолу в паливі 50% та зменшуються за більших значень вмісту етанолу. Масові викиди CO₂ (рис. 5.63) знижуються зі збільшенням етанолу в паливі для режимів низьких та середніх частот обертання та навантажень; в режимі високої частоти обертання та навантаження – незначно збільшуються до вмісту етанолу в паливі 50% та дещо зменшуються за більших значень вмісту етанолу.

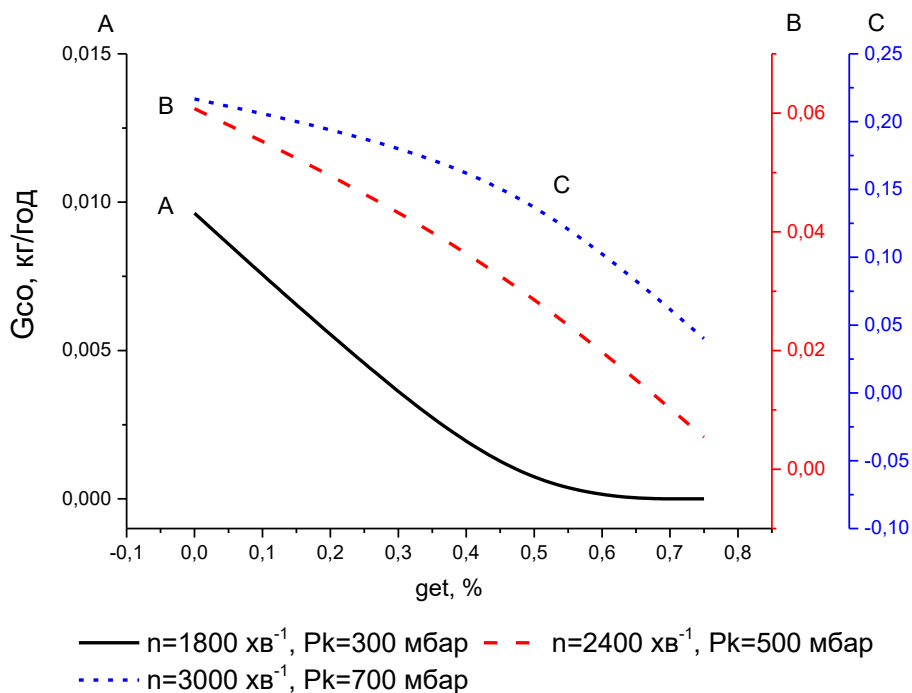


Рисунок 5.61 – Залежність масових викидів СО після нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

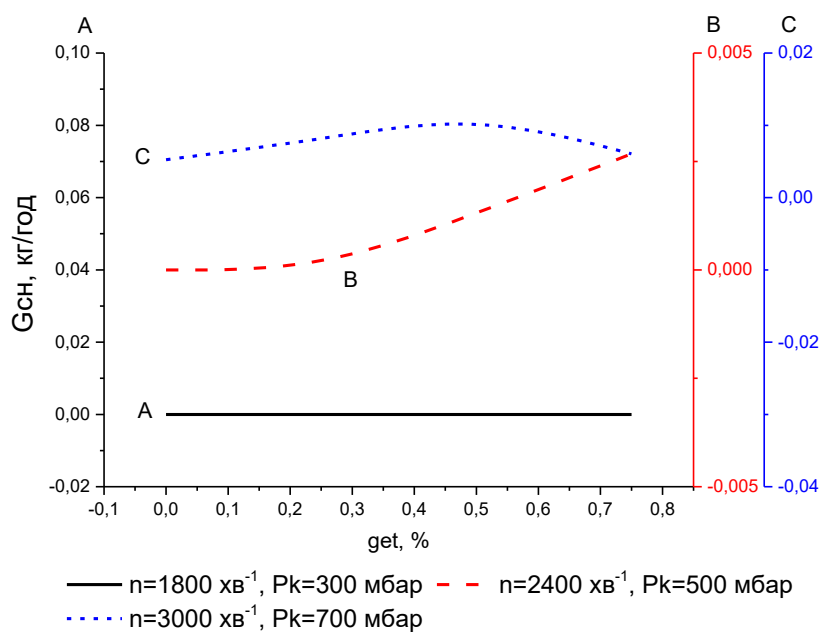


Рисунок 5.62 – Залежність масових викидів СН після нейтралізатора від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

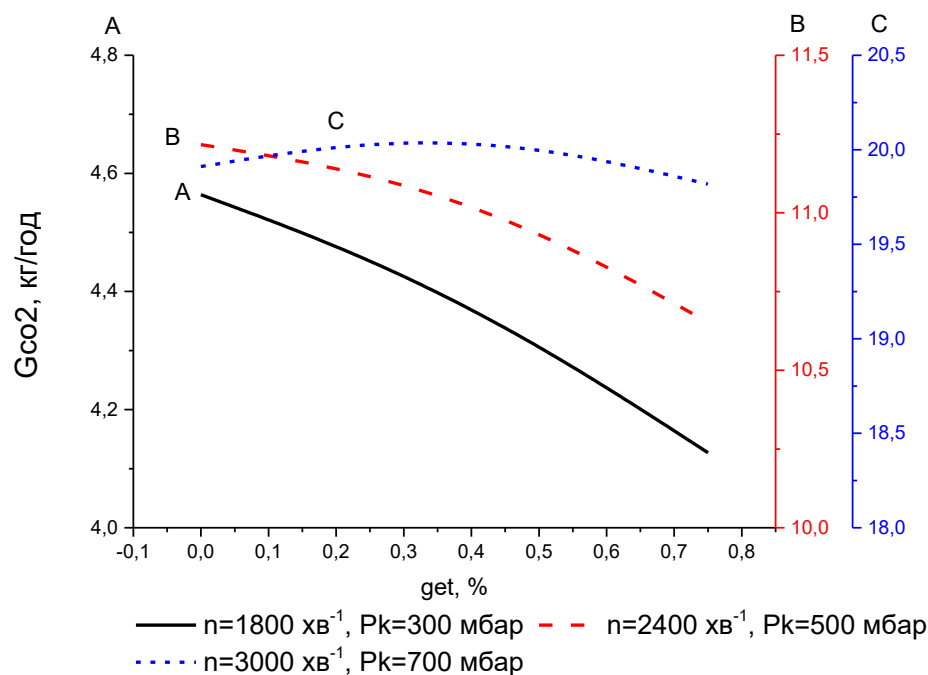


Рисунок 5.63 – Залежність масових викидів CO₂ від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

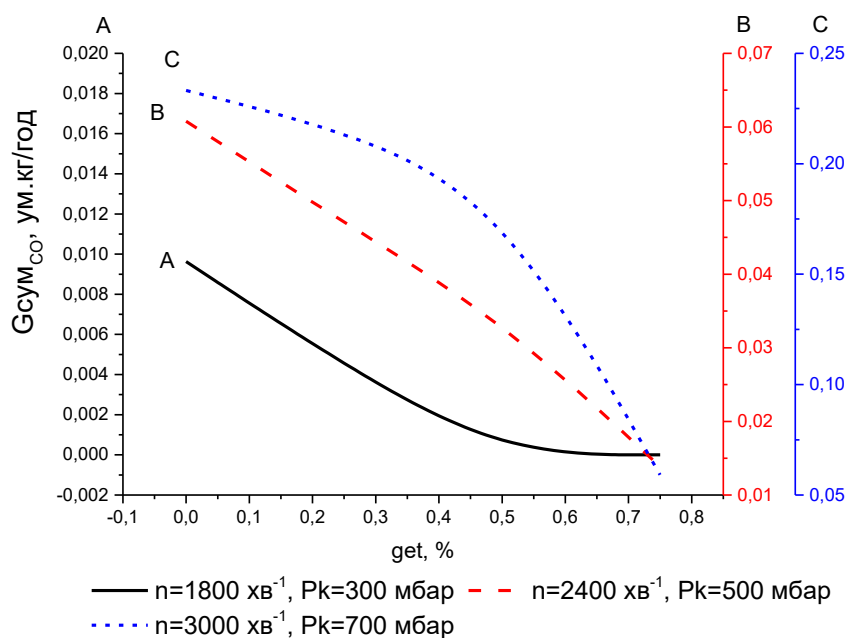


Рисунок 5.64 – Залежність сумарних масових викидів ЗР зведених до СО від вмісту етанолу в паливі для точок з різною частотою та навантаженням

Залежність сумарних масових викидів ЗР зведених до СО (рис. 5.64) проявляється у зменшенні масових викидів ЗР зі збільшенням вмісту етанолу для всіх режимів роботи двигуна.

Таким чином, з точки зору впливу на екологічні показники наявність етанолу в паливі призводить до зменшення викидів СО та СО₂, збільшення викидів вуглеводнів. При цьому, враховуючи, що вміст етанолу у паливі понад 50 % призводить до збіднення паливоповітряної суміші, що спричиняє погіршення нейтралізації СН та NO_x, доцільно обмежити максимальний вміст етанолу в паливі на рівні 50 % за умови використання такого палива у двигунах з можливістю корекції складу паливоповітряної суміші за даними λ -зонда у випускній системі. Використання палив з більшим вмістом етанолу вимагатиме використання систем корекції складу паливоповітряної суміші з більш широким діапазоном регулювання та іншої структури активного шару нейтралізатора для можливості нейтралізації вуглеводнів, склад яких відрізняється від тих, що утворюються під час використання бензину.

5.5 Висновки до розділу

1. При перевірці адекватності математичної моделі визначено, що математична модель адекватно відтворює характер зміни показників роботи двигуна за використання палива, що містить етанол.

2. За результатами моделювання робочого процесу двигуна встановлено:

- Використання палива Е50 призводить до певного зниження максимального тиску під час згоряння порівняно з використанням бензину, проте під час використання палива Е75 максимальний тиск такий же як і при живленні бензином. Використання палива, що містить етанол, призводить до зменшення максимального тиску та температури циклу у зоні низького та частково середнього навантаження;

- Використання палив з високим вмістом етанолу забезпечує отримання таких же енергетичних показників, що і при живленні бензином, однак, це досягається відмінним від бензину співвідношенням параметрів палива, ККД робочого циклу, коефіцієнтів наповнення та надміру повітря;

- За результатами моделювання масових викидів ЗР можна встановити, що при використанні палив з високим вмістом етанолу викиди CO суттєво знижуються (на 40...80%). При цьому, масові викиди CH дещо зростають внаслідок погіршення ефективності їхньої нейтралізації. Масові викиди CO₂ знижуються на 4,5...15% при використанні палив з високим вмістом етанолу.

3. При аналізі індикаторних показників роботи двигуна встановлено, що використання палив з вмістом етанолу призводить до збільшення індикаторного ККД.

4. Встановлено оптимальний вміст етанолу, який з точки зору впливу на екологічні показники забезпечує оптимальні параметри системи нейтралізації відпрацьованих газів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Дослідженням використання етанолу присвячено багато наукових робіт в яких досліджувались економічні, екологічні та ефективні показники роботи двигуна при живленні сумішшю бензину та етанолу з вмістом останнього до 40%. Актуальним питанням лишається забезпечення ефективності та екологічності двигуна із системою впорскування та нейтралізацією відпрацьованих газів при живленні бензином з вмістом етанолу понад 40 %.

2. З використанням розробленої методики теоретично обґрунтовано величину максимальної добавки етанолу для двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів, яка не повинна перевищувати 60 % по масі для забезпечення ефективної роботи каталітичного нейтралізатора.

3. Уточнено методику моделювання робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів при використанні бензину з вмістом етанолу до 75%, зокрема, залежності, які описують склад свіжого заряду, робочого тіла в циліндрі та продуктів згоряння під час процесів робочого циклу в залежності від вмісту етанолу в паливі. Уточнено методику обробки експериментальних індикаторних діаграм під час живлення двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів бензином з добавками етанолу до 75%, зокрема, під час аналізу процесу згоряння враховано зміну поточних значень газової сталої та теплоємності робочого тіла залежно від вмісту етанолу в паливі.

4. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що використання спиртовмісних палив призводить до підвищення абсолютної витрати палива: витрата палива E75 більша в середньому на 34% ($G_{\text{пал}}^{E75} = 5,831 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$, $G_{\text{пал}}^{E0} = 4,339 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ - середнє значення годинної витрати палива з навантажувальної характеристики при $n=2800 \text{ хв}^{-1}$) ніж витрата бензину і

витрата E50 більша в середньому на 21 % ($G_{\text{пал}}^{E50} = 5,278 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$) відповідно, що пов'язано з меншою теплотою згорання сумішевого палива. Енергетичні показники двигуна досягаються для палива E50 на рівні бензинового двигуна. Використання E75 призводить до збіднення суміші в середньому на 0,02 одиниці по коефіцієнту надміру повітря, що є причиною деякого погіршення енергетичних показників двигуна та зниження ефективності нейтралізації ЗР.

5. За результатами аналізу робочого процесу двигуна при використанні спиртовмісних палив встановлено, що використання палива E50 призводить до певного зниження максимального тиску під час згорання порівняно з використанням бензину, проте під час використання палива E75 максимальний тиск такий же як і при живленні бензином. Використання палива, що містить етанол, призводить до зменшення максимального тиску та температури циклу у зоні низького та частково середнього навантаження. В зоні середніх навантажень значення максимального тиску практично не відрізняється від виду палива. За отриманими ефектами впливу вмісту етанолу на коефіцієнт надміру повітря та температуру продуктів згорання можна зробити висновок, що при використанні палива E50 викиди оксидів азоту будуть дещо меншими ніж при використанні бензину, а використання палива E75 призведе до значного збільшення викидів оксидів азоту внаслідок зменшення ефективності їх нейтралізації. За результатами аналізу результатів дослідження встановлено, що використання палив з високим вмістом етанолу забезпечує отримання таких же енергетичних показників, що і при живленні бензином, однак, це досягається відмінним від бензину співвідношенням параметрів палива, ККД робочого циклу, коефіцієнтів наповнення та надміру повітря. Зокрема, вміст етанолу в паливі призводить до збільшення індикаторного та ефективного ККД двигуна, що пов'язано з впливом вмісту етанолу у паливі на склад робочого тіла та залежності тиску і температури в циліндрі, а у випадку палива E75 додатково зі збідненням паливоповітряної суміші. За результатами розрахунку масових викидів ЗР можна встановити, що при використанні палив з високим вмістом етанолу викиди CO суттєво знижуються (на 40...80%). При цьому, масові викиди СН дещо зростають

внаслідок погіршення ефективності їхньої нейтралізації. Масові викиди CO₂ знижуються на 4,5...15% при використанні палив з високим вмістом етанолу.

З урахуванням дослідженого впливу вмісту етанолу в паливі на індикаторні, ефективні та екологічні показники двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, системою впорскування зі зворотнім зв'язком та каталітичною нейтралізацією відпрацьованих газів визначено доцільні межі добавки етанолу до бензину, що дозволяє поліпшити вказані показники, яка має становити до 70 % за масою палива.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Закон України «Про альтернативні палива»
URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1391-14#Text>.
2. М.В. Цоколов Альтернативні види палива, Матеріали ХХІІ Міжнародної науково-практичної конференції «Екологія. Людина. Суспільство» м. Київ, Україна, 2021р.
URL: <http://ecoconference.kpi.ua/issue/view/14013/7635>
3. Корпач, А. О.; Петриченко, Б. В.; Лазейкін, Є. Г. Аналіз та перспективи використання газоподібних видів палива для двигунів внутрішнього згоряння. Вісник Національного транспортного університету, 2011, випуск 23: 223-226 с.
URL: <http://surl.li/okwqb>
4. Шевченко, І. О., О. Р. Погожин. "Підвищення енергетичної та екологічної ефективності автотранспортних засобів шляхом переходу на альтернативні види палив." . Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» – 2021.
URL: https://repo.btu.kharkov.ua/bitstream/123456789/2043/1/Avtomobilnij%20transport%20v%20agrarnomu%20sektori_2021-60-61.pdf
5. Мітков Б.В. Альтернативні палива для транспортних засобів / Б.В. Мітков, В.Б. Мітков, О.В. Шульга // Науковий вісник ТДАТУ, 2011. –Вип. 1, Том 3. – С. 144-152.
6. Редзюк А. М. Всесвітній досвід використання стисненого природного та нафтового газів як моторних палив на автомобільному транспорті / Редзюк А.М., Ковальов С.О. // Науково-виробничий журнал «Автошляховик України». – 2004. - №5. – С. 5 – 9.
7. Манойло В. М., Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем, конвертованих для роботи на природньому газі. Докторська дисертація, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2020 р.

URL: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_Vchena_rada/VR_64_059_02/dis_Manoylo.pdf

8. Мельник М. В. Обґрунтування продуктивного використання газового палива для бензинових двигунів автомобілів / М. В. Мельник, Б. В. Ємець, О. С. Поліщук // Вісник ЖНАЕУ. – 2010. – № 2. – С. 139–145.

9. Ємець Богдан Володимирович, Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей транспортних засобів з газогенераторними установками. Кандидатська дисертація, Національний транспортний університет, 2008 р.

10. Шевченко, І. О., О. В. Міцик. "Використання альтернативних джерел енергії на автомобільному транспорті." Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» – 2021.

11. Красота М.В., Дроздов А.І. Порівняльна характеристика газових моторних палив. Матеріали 12 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. Кропивницький 6-8 листопада 2019. 119-122 с.
URL: <https://www.kntu.kr.ua/doc/zbirnyki/2019/7.pdf#page=119>

12. В.М. Кропівний, І.В. Шепеленко, М.В. Красота, І.Ф. Василенко. Перспективи використання альтернативних видів палива для автомобілів. „Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету”, Кіровоград, 2008. – с. 110-116, вип. 20.

13. Захарчук В. І. Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах / В. І. Захарчук // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2015. – № 8 (1117). – С. 76-81.
URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/15186>

14. Барбара Эдер. Биогазовые установки / Барбара Эдер, Хайнц Шульдц / Практическое пособие. 1996 – 268 с. Перевод с немецкого выполнен

компанією Zorg Biogas в 2011 г. Под науочної редакцією І. А. Реддих.
URL: <http://www.zorg-biogas.com>.

15. Токарчук Д. М., Пришляк Н. В., Паламаренко Я. В. Перспективи використання відходів рослинництва на виробництво біогазу в Україні. *Агросвіт*. 2020. № 22. С. 51–57.

DOI: [10.32702/2306-6792.2020.22.51](https://doi.org/10.32702/2306-6792.2020.22.51)

URL: http://www.agrosvit.info/pdf/22_2020/9.pdf

16. Матвеева І. В., Яковлева А. В., Зубенко С. О., Гудзь А. В. Перспективи розширення сировинної бази для виробництва біодизельного палива в Україні. *Наукоємні технології*. 2019. № 1 (41). С. 69-76.

17. Boichenko, S.V., Pavliukh, L.I., Shkilniuk, I.O., Yakovlieva, A.V., Matvieieva, I.V., and Hudz, A.V., “Analysis of Ecological Properties of Traditional and Alternative Aviation Gas Components,” *Science-Based Technologies* 42, no. 2 (July 29, 2019): 195-206.

DOI:10.18372/2310-5461.42.13752.

18. Leung, D.Y.C., Yu, L.C., Lam, G.C.K., Kwok, H.Y.H. et al., “Bioethanol: Is it a Suitable Biofuel for Hong Kong for Reducing its Vehicular Emissions and Carbon Footprint?” *Energy Procedia* 142 (December 2017): 2892-2897, DOI:10.1016/j.egypro.2017.12.413.

19. Bielaczyc, P., Woodburn, J., Szczotka, A., and Pajdowski, P., “The Impact of Alternative Fuels on Fuel Consumption and Exhaust Emissions of Greenhouse Gases from Vehicles Featuring SI Engines,” *Energy Procedia* 66 (2015): 21-24.

DOI:10.1016/j.egypro.2015.02.011.

20. Boichenko, S.V., Yakovlieva, A.V., Tselishchev, O.B., Lanetsky, V.G. et al., “Modification of Motor Gasoline with Bioethanol in the Cavitation Field,” *Catalysis and Petrochemistry* 30 (2020): 56-65/

DOI:10.15407/kataliz2020.30.056.

21. Efemwenkiele, U.K., Oyedepo, S.O., Idiku, U.D., Uguru-Okorie, D.C. et al., “Comparative Analysis of a Four Stroke Spark Ignition Engine Performance

using Local Ethanol and Gasoline Blends,” *Procedia Manufacturing* 35 (2019): 1079-1086.

DOI:10.1016/j.promfg.2019.06.060

22. Barakat, Y., Awad, E.N., and Ibrahim, V., “Fuel Consumption of Gasoline Ethanol Blends at Different Engine Rotational Speeds,” *Egyptian Journal of Petroleum* 25, no. 3 (September 2016): 309-315,

DOI:10.1016/j.ejpe.2015.07.019.

23. Iodice, P. and Senatore, A., “Cold Start Emissions of a Motorcycle using Ethanol-Gasoline Blended Fuels,” *Energy Procedia* 45 (2014): 809-818, DO:10.1016/j.egypro.2014.01.086

24. Sakai, S. and Rothamer, D., “Effect of Ethanol Blending on Particulate Formation from Premixed Combustion in Spark- Ignition Engines,” *Fuel* 196 (May 2017): 154-168

DOI:10.1016/j.fuel.2017.01.070

25. Sakai, S. and Rothamer, D., “Impact of Ethanol Blending on Particulate Emissions from a Spark-Ignition Direct-Injection Engine,” *Fuel* 236 (January 2019): 1548-1558.

DOI:10.1016/j.fuel.2018.09.037.

26. Fahrenbruch, A. and Bachmann, J., “Ethanol Sensors for Flex Fuel Operation,” *MTZ Worldwide* 69, no. 9 (September 2008): 46-49.

DOI:10.1007/bf03227915.

27. Marques, D.O., Trevizan, L.S.F., Oliveira, I.M.F., Seye, O. et al., “Combustion Assessment of an Ethanol/gasoline Flex- Fuel Engine,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 39, no. 4 (July 29, 2016): 1079-1086.

DOI:10.1007/s40430-016-0609-4.

28. Dardiotis, C., Fontaras, G., Marotta, A., Martini, G. et al., “Emissions of Modern Light Duty Ethanol Flex-Fuel Vehicles over Different Operating and Environmental Conditions,” *Fuel* 140 (January 2015): 531-540.

DOI:10.1016/j.fuel.2014.09.085.

29. Deng, X., Chen, Z., Wang, X., Zhen, H. et al., "Exhaust Noise, Performance and Emission Characteristics of Spark Ignition Engine Fuelled with Pure Gasoline and Hydrous Ethanol Gasoline Blends," *Case Studies in Thermal Engineering* 12 (September 2018): 55-63.
DOI:10.1016/j. csite.2018.02.004.
30. Suarez-Bertoa, R., Zardini, A.A., Keuken, H., and Astorga, C., "Impact of Ethanol Containing Gasoline Blends on Emissions from a Flex-Fuel Vehicle Tested over the Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle (WLTC)," *Fuel* 143 (March 2015): 173-182.
DOI:10.1016/j. fuel.2014.10.076.
31. Ambrós, W.M., Lanzasova, T.D.M., Fagundez, J.L.S., Sari, R.L. et al., "Experimental Analysis and Modeling of Internal Combustion Engine Operating with Wet Ethanol," *Fuel* 158 (October 2015): 270-278.
DOI:10.1016/j.fuel.2015.05.009.
32. AudiService Training Audi Двигун 2,0 TFSI flexible fuel Програма самонавчання 43 (31 ст.).
33. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А., Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічність транспортних засобів // *Автомобільний журнал України. , Вісник Північного наукового центру Транспортної академії України* 6 (2003): 34-35.
34. Гутаревич Ю Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г. Захарченко О. М. Вплив кута випередження запалювання на роботу двигуна при використанні сумішей палив з різним вмістом етанолу // *Автомобільний журнал України. 1* (2006): 19-21.
35. Щербатюк В. Б. Покращення екологічних характеристик двигунів шляхом підігріву повітряного наддуву при використанні бензину з добавкою етанолу // *Кандидатська дисертація, Національний транспортний університет, 2013 р.*

36. Попов Д. В. Результати експериментальних досліджень двигуна C30NE з каталітичним нейтралізатором на сумішах палив / Д. В. Попов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. Науковий журнал. 4 (2007): 147-148.
37. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В., Цюман М.П. Техніко-економічне обґрунтування використання паливних сумішей у двигунах з різними паливними системами // Проблеми транспорту. Збірник наукових праць 7 (2010): 128-. 133.
38. Цюман М.П., Шевчук І.О., Артеменко Р.В., Бориско С.Г. Дослідження паливної економічності та екологічності двигунів з іскровим запалюванням при використанні палива, що містить етанол // Вісник НТУ. Сер.Технічні науки, Наук. і технічний збірник 37 (2017): 424-433.
39. Цюман М. П., Шевчук І. О. Оцінка показників екологічної безпеки двигуна з іскровим запалюванням при використанні палива, що містить етанол // Проблеми хімії. Теорія і практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастильних матеріалів (монографія), (Київ: Центр учбової літератури, 2017), 364-367.
40. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни, підручник 3-те видання. 2006 р.
41. VAG Tool 2.0.9.
URL:<https://vagcom.com.ua/programmy/programmy-dlya-vag-vw-audi-seat-skoda/vag-tool-209/>
42. Цюман М.П., Шевчук І.О., Артеменко Р.В., Бориско С.Г. Дослідження паливної економічності та екологічності двигунів з іскровим запалюванням при використанні палива, що містить етанол // Вісник НТУ. Сер.Технічні науки, Наук. і технічний збірник 37 (2017): 424-433.
43. Шуба Євгеній Васильович, Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень. Кандидатська дисертація, Національний транспортний університет, 2016 р.

URL: http://diser.ntu.edu.ua/Shuba_dis.pdf

44. Овчинніков Дмитро Володимирович. Поліпшення показників сучасних бензинових двигунів раціональним використанням добавки біоетанолу до бензину. Кандидатська дисертація, НТУ 2021.

URL: http://diser.ntu.edu.ua/Ovchinnikov_dis.pdf

45. Глаголев М.М. Робочі процеси в двигунах внутрішнього згоряння / М.М. Глаголев. - К.: Машгіз, 1951. – 481 с. [рос.]

46. Дяченко В.Г. Диференціальні рівняння процесів газообміну двигунів внутрішнього згоряння / В.Г. Дяченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – Х., 1970. – Вип. 11. – С. 17–24. [рос.]

47. Матейчик В.П., Цюман М.П. Розрахунок індикаторних показників циклу і характеристик тепловиділення за експериментальними індикаторними діаграмами двигуна внутрішнього згоряння. Свідectво про реєстрацію авторського права на твір № 32176 Україна. Науковий твір. № 32325; заявл. 24.12.2009; зареєстр. 24.02.2010.

48. Шокотов М.К. Розрахунок робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння на ЕЦОМ методом об'ємного балансу / М.К. Шокотов, Н.І. Цветкова // Двигуни внутрішнього згоряння. – Х., 1975. – Вип. 22. – С. 3–11. [рос.]

49. Дяченко В.Г. Газообмін в двигунах внутрішнього згоряння / В.Г. Дяченко. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с. [рос.]

50. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ “ХП”, 2008. – 488 с.

51. Матейчик В.П. Підвищення паливної економічності багатоциліндрових бензинових двигунів покращенням способу відключення групи циліндрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Матейчик Василь Петрович. – К., 1990. – 231 с.

52. Цюман Микола Павлович Поліпшення паливної економічності бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів // Кандидатська дисертація, Національний транспортний університет, 2010 р.

53. Whittenberger W.A. Recent Development in Electrically Heated Metal Monoliths / W.A. Whittenberger, J.E. Kubsh // Recent Trends in Automotive Emissions Control. – Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1990. – P. 61–70.
54. Internal Combustion Engine: Handbook. Basics, Components, Systems, and Perspectives. Edited by Richard van Basshuysen and Fred Schafer. SAE International. Warrendale, PA. 2002. 811 p.
55. Цюман Микола Павлович, Поліпшення паливної економічності бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів. Ареф. дис... канд. техн. наук, Національний транспортний університет, 2010 р. 20 с.
56. Woschni G. Untersuchungen zum Wärmeübergang in Verbrennungsmotor / G. Woschni // Internal combustion engines conference. – Bucharest, 1967. – P. 437–449.
57. Woschni G. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangs Koeffizienten im Ottomotor / G. Woschni, I. Fieger // MTZ. – 1981. – Vol. 42, № 6. – S. 229–234
58. Ю. Ф. Гутаревич, В. І. Дмитренко, А. О. Корпач, В. В. Кухтик Теоретичні основи теплотехніки : навчальний посібник / М-во освіти і науки України, НТУ ;. – К. : НТУ, 2009. – 136 с.
59. Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.
60. Matijošius J., Gutarevych Y., Shuba Y., Rimkus A., Syrota O. Effect of the addition of hydrogen-containing gas on indicated and effective parameters of a gasoline engine (2022) Proceedings of WHEC 2022 - 23rd World Hydrogen Energy Conference: Bridging Continents by H₂, pp. 1023 - 1025, URL:<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85147194974&partnerID=40&md5=333dd2d41e8894dc18f288ecac93ff5b>
61. Valeika G., Gutarevych Y., Shuba Y., Matijošius J., Dobrovolskyi O., Ovchynnikov D. Influence of the Addition of Alcohol Compounds to Gasoline on

the Performance of a Modern Spark Ignition Engine (2022) Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure, Part F1395, pp. 319 - 328

DOI: 10.1007/978-3-030-94774-3_32

URL:https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85171304860&doi=10.1007%2f978-3-030-94774-3_32&partnerID=40&md5=db74295636fce7b5fb95f4d112447747

62. Rayapureddy S.M., Matijošius J., Rimkus A. Comparison of research data of diesel–biodiesel–isopropanol and diesel–rapeseed oil–isopropanol fuel blends mixed at different proportions on a CI engine (2021) Sustainability (Switzerland), 13 (18), art. no. 59.

DOI: 10.3390/su131810059

URL:<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85114730020&doi=10.3390%2fsu131810059&partnerID=40&md5=d39fdc5ef8cd8ce44dd33b017fa24261>

63. Mejeras G., Rimkus A., Matijošius J. Investigation of the influence of hydrogen on the energy performance of a spark ignition engine using gasoline and bioethanol fuel mixtures (2021) Transport Problems, 16 (3), pp. 41 - 51.

DOI: 10.21307/TP-2021-040

URL:<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85117522423&doi=10.21307%2fTP-2021-040&partnerID=40&md5=addb04b6a5d7282891b5695b71f836fa>

64. Cheng A.S.I., Ratcliff M.A., McCormick R.L. Modeling Ethanol-Blend Fuel Sprays under Direct-Injection Spark-Ignition Engine Conditions (2023) Energy and Fuels, 37 (4), pp. 3031 - 3047.

DOI: 10.1021/acs.energyfuels.2c03108

URL:<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85147526709&doi=10.1021%2fac.energyfuels.2c03108&partnerID=40&md5=9266bc3759241d1adc3ec86aa409ae2d>

65. Hanifuddin M., Taufiqurrahman M.F., Setyawan T.A., Anggarani R., Wibowo C.S., Sugiarto B. Performance of a Single-Cylinder Four-Stroke Engine

with High Concentrations of Gasoline-Ethanol-Methanol (GEM) (2023) Automotive Experiences, 6 (2), pp. 407 - 415.

DOI: 10.31603/ae.9332

URL: [https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85172199913&doi=10.31603%2fae.9332&partnerID=40&md5=c74713c008ec534e99a7732703617d4b)

[85172199913&doi=10.31603%2fae.9332&partnerID=40&md5=c74713c008ec534e99a7732703617d4b](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85172199913&doi=10.31603%2fae.9332&partnerID=40&md5=c74713c008ec534e99a7732703617d4b)

66. Di Iorio S., Catapano F., Magno A., Sementa P., Vaglieco B.M. The Potential of Ethanol/Methanol Blends as Renewable Fuels for DI SI Engines (2023) Energies, 16 (6), art. no. 2791.

DOI: 10.3390/en16062791

URL: [https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85151346254&doi=10.3390%2fen16062791&partnerID=40&md5=f868b6133424d59fa3f6e7ce972aba2d)

[85151346254&doi=10.3390%2fen16062791&partnerID=40&md5=f868b6133424d59fa3f6e7ce972aba2d](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85151346254&doi=10.3390%2fen16062791&partnerID=40&md5=f868b6133424d59fa3f6e7ce972aba2d)

67. Свідоцтво про внесення суб'єкта підприємницької діяльності до Реєстру виробників та розповсюджувачів програмного забезпечення В № 00685 Україна. Математична модель для дослідження індикаторних та ефективних показників двигунів внутрішнього згоряння / Ю.Ф. Гутаревич, В.П. Матейчик, М.П. Цюман, В.В. Яновський (Україна). – зареєстр. 13.12.2006.

68. Свідоцтво про внесення суб'єкта підприємницької діяльності до Реєстру виробників та розповсюджувачів програмного забезпечення ВР № 01059 Україна. Математична модель розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, електронним управлінням та системою нейтралізації і рециркуляції відпрацьованих газів / В.П. Матейчик, М.П. Цюман, С.А. Левківський, А.Б. Сінкевич (Україна). – зареєстр. 16.04.2009.

69. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 31962 Україна. Комп'ютерна програма «Математична модель розрахунку робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, електронним управлінням та системою нейтралізації і рециркуляції відпрацьованих газів» / В.П. Матейчик, М.П. Цюман (Україна). – № 32115; заявл. 07.12.2009; зареєстр. 05.02.2010.

70. Овчинніков Д. В. Біоетанол як моторне паливо: переваги і недоліки. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. К.: НТУ, 2017. – Вип. 1 (37). С. 300 – 307.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/37/300.pdf>

71. Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13). С. 131 – 138.

URL: <https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/96/72>

72. Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В., Овчинніков Д.В. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи карбюраторного двигуна. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. К.: НТУ, 2018. – Вип. 42. С. 19 – 28.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/42/019.pdf>

73. Добровольський О.С., Карев С.В., Ступак Н.С., Овчинніков Д.В., Ричок С.О. Вплив вмісту спирту в бензині на паливну економічність сучасного двигуна. Науковий журнал «Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського». Серія: Технічні науки. Том 29 (68) № 2 2018. С. 299 – 305.

URL: http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2018/2_2018/2_2018.pdf

74. Овчинніков Д.В., Ричок С.О. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на паливну економічність карбюраторного двигуна. Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2018. Nr.14, С. 101-107.

75. Овчинніков Д.В., Гутаревич С.Ю. Особливості роботи двигунів з іскровим запалюванням за різних добавок спиртових сполук до бензину. Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2019. Nr.17, С. 89-95.

76. Редзюк А.М., Рубцов В.О., Устименко В.С., Михненко Є.О., Олійников О.П. Проблеми та перспективи застосування сумішних бензинів з високооктановою кисневмісною добавкою як автомобільного палива // Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Центрального наукового центру ТАУ.- Вип. 2.-1999.-С.25-27.
77. Гутаревич Ю.Ф., Мержиєвська Л.П., Устименко В.С. Дослідження впливу регулювань на економічність і токсичність відпрацювавших газів автомобіля розрахунковим методом // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів.- Вип. 11.- К.-2001.-С.45-50.
78. Редзюк А.М., Устименко В.С., Клименко О.А Гутаревич Ю.Ф. Вплив високооктанової кисневмісної добавки до бензину на паливну економічність та екологічні показники автомобілів // Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Північного наукового центру ТАУ.- Вип. 6.-2003.-С.34-35.
79. Редзюк А.М., Устименко В.С., Бейко О.А. Нормування вмісту високооктанових кисневмісних компонентів в автомобільних бензинах // Автошляховик України.-2003.- №4.-С.6-8.
80. Устименко В.С., Ковальов С.О. Бейко О.А. Перспективи і проблеми розширення використання біопалив автомобільним транспортом України // Автошляховик України.-2003.- №2.-С.7.
81. Гутаревич Ю.Ф., Устименко В.С. Теоретичне дослідження екологічних показників та паливної економічності автомобільного двигуна при використанні сумішевого бензину // Вісник НТУ.- К.-2002.-№7.-С.64-68.
82. Гутаревич Ю.Ф., Устименко В.С. Математична модель для визначення впливу добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи автомобіля // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів.- Вип. 16.- К.-2003.-С.86-90.
83. Устименко В.С., Ковальов С.О. Альтернативні види палива - екологія, енергозабезпеченість // Автошляховик України.-2004.- №1.-С.5.

84. Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. Екологія та автомобільний транспорт. // Навчальний посібник. – К. 2006. 288 с.

85. Гомонай В. І., Богоста А.С., Лобко В.Ю., Тацькар А.Р. Етиловий спирт як екологічне паливо для двигунів внутрішнього згорання. Науковий вісник Ужгородського університету, серія Хімія, 2011 р. № 1(25). С 82-87.

URL: <http://surl.li/otdsy>

86. Tsiuman, M.P., Yakovlieva, A., Tsiuman, Y., Dobrovolskyi, O. Sosida, S., Savostin-Koslak, D., “Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine,” SAE Technical Paper 2021-01-1232, 2021,

DOI:10.4271/2021-01-1232.

URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2021-01-1232/>

87. Добровольський О.С., Цюман М.П., Ступак Н.С., Сосіда С.В. Вплив добавки спирту до бензину на викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигуна з іскровим запалюванням. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50). С. 57-66.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-057-066.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/057-066.pdf>

88. Гончар М. О., Ніколаєнко В. А., Цюман М. П., Сосіда С. В. Створення та дослідження динамічних моделей ДВЗ у середовищі OpenModelica. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, вип. 101, т. 2, 2023. С. 174-181.

DOI:10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.174-181

URL: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/284486>

89. Сосіда С.В., Цюман М.П. Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна. Вісник Національного транспортного

університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2023, – Випуск 57. С. 122-140.

DOI:10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/57/122.pdf>

90. Цюман М.П., Сосіда С.В., Клименко В.В. Аналіз способів використання спиртовмісних добавок до бензину в автомобільних двигунах. 76 наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. – К.: НТУ, 2020. – С. 42.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

91. Цюман М.П., Сосіда С.В. Експериментальні дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 77 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2021. С.37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

92. Сосіда С.В. Експериментальне дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 78 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2022. С.26.

URL: <http://surl.li/fgqyb>

93. Сосіда С.В. Аналіз зв'язку параметрів робочого процесу, індикаторних та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням при роботі на паливах з різним вмістом етанолу. Матеріали 79 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2023. С.47.

URL: <http://surl.li/nnfdt>

94. М.П. Цюман, С.В. Сосіда Експериментальне дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням, що живиться спиртовмісним паливом з високим вмістом етанолу. Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу». Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2022. С.232-237.

URL: <http://surl.li/okuaa>

95. Цюман М.П., Сосіда С.В., Садовник І.І., Садовник І.Д. Система моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна, 15-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. (м. Львів, 20 – 21 травня 2021 р.) : Матеріали симпозіуму. Львів, 2021. С. 101-102.

URL: <http://surl.li/okudz>

96. Микола Цюман, Сергій Сосіда Аналіз показників роботи двигуна з іскровим запалюванням при використанні в якості палива суміш бензину та етанолу Міжнародна конференція «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 2022. С. 72-76.

DOI: 10.33744/978-966-632-316-6-2022-1.

URL: <http://surl.li/okuex>

97. Сергій Сосіда Вплив параметрів робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при живленні паливами з різним вмістом етанолу на його енергетичні та екологічні показники. Всеукраїнська наукова конференція здобувачів освіти і молодих учених «Відбудова транспортної інфраструктури України». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 21 червня 2023 року.

URL: <http://surl.li/okuho>

98. Сергій Сосіда, Микола Цюман Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна, третя міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку автомобільного

транспорту та інфраструктури», Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2023.

URL: <http://surl.li/okuox>

99. Tsiuman Mykola, Sosida Serhii, Tsiuman Vevheniia, Smieszek Mirosław, Mosciszewski Jakub Investigation of parameters of the fuel supply system of the spark ignition engine using alcohol fuels. Transport Means Engineering - Operation, Fuels And Safety - Selected Issues. Monograph No. 23. Series: Mechanical Engineering. Scientific Editors: Kazimierz Lejda, Pawel Wos. Rzeszów. Publishing House of Rzeszow University of Technology. 2022. 91-100 p.p.

100. Літературний письмовий твір наукового характеру «Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine». Цюман М.П., Яковлєва А.В., Цюман Є.С., Добровольський О.С., Сосіда С.В., Савостін-Косяк Д.О. Свідectво про реєстрацію авторського права на твір № 116045 Україна. Науковий твір. № с202205464; заявл. 30.11.2022; зареєстр. 23.01.2023

ДОДАТОК А

УКРАЇНА



СВІДОЦТВО

про реєстрацію авторського права на твір

№ 116045

Літературний письмовий твір наукового характеру «Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine»

(вид, назва твору)

Автор(и) **Цюман Микола Павлович, Яковлєва Анна Валеріївна, Цюман Євгенія Сергіївна, Добровольський Олександр Сергійович, Сосіда Сергій Володимирович, Савостін-Косяк Данило Олександрович**

(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Дата реєстрації 23 січня 2023 р.

Директор
Державної організації
«Український національний
офіс інтелектуальної власності
та інновацій»



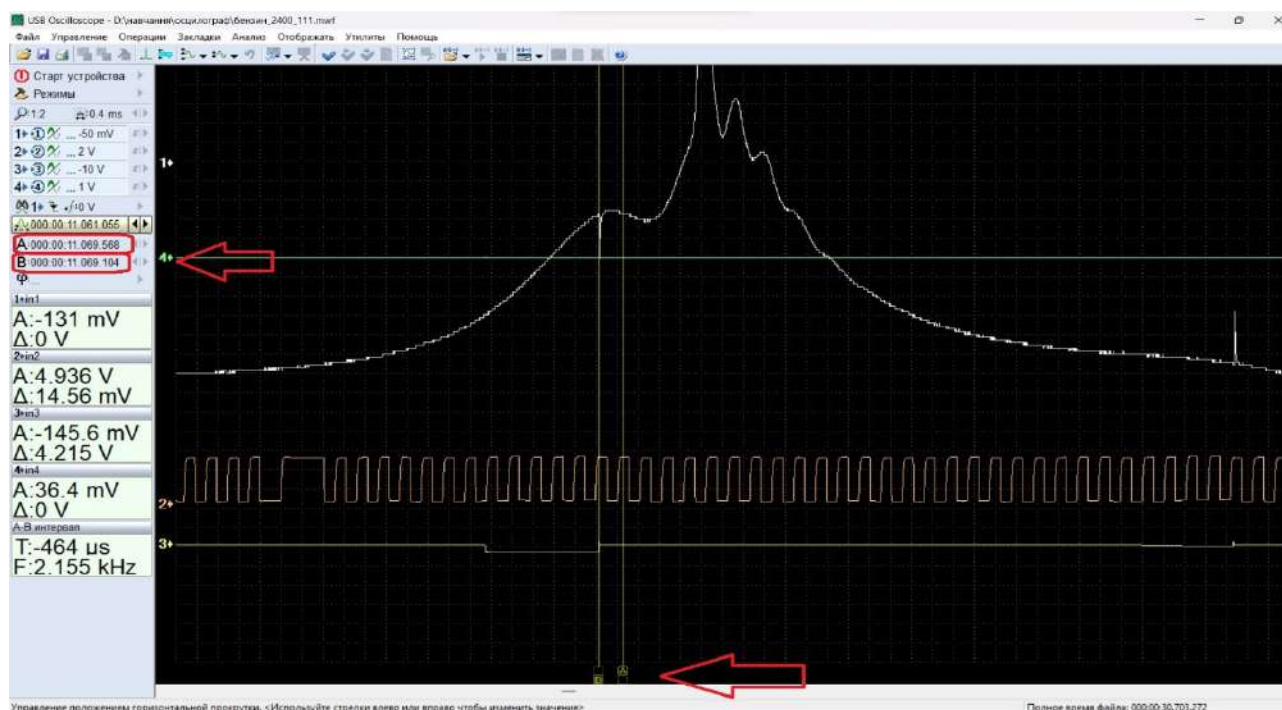
Олена ОРЛЮК



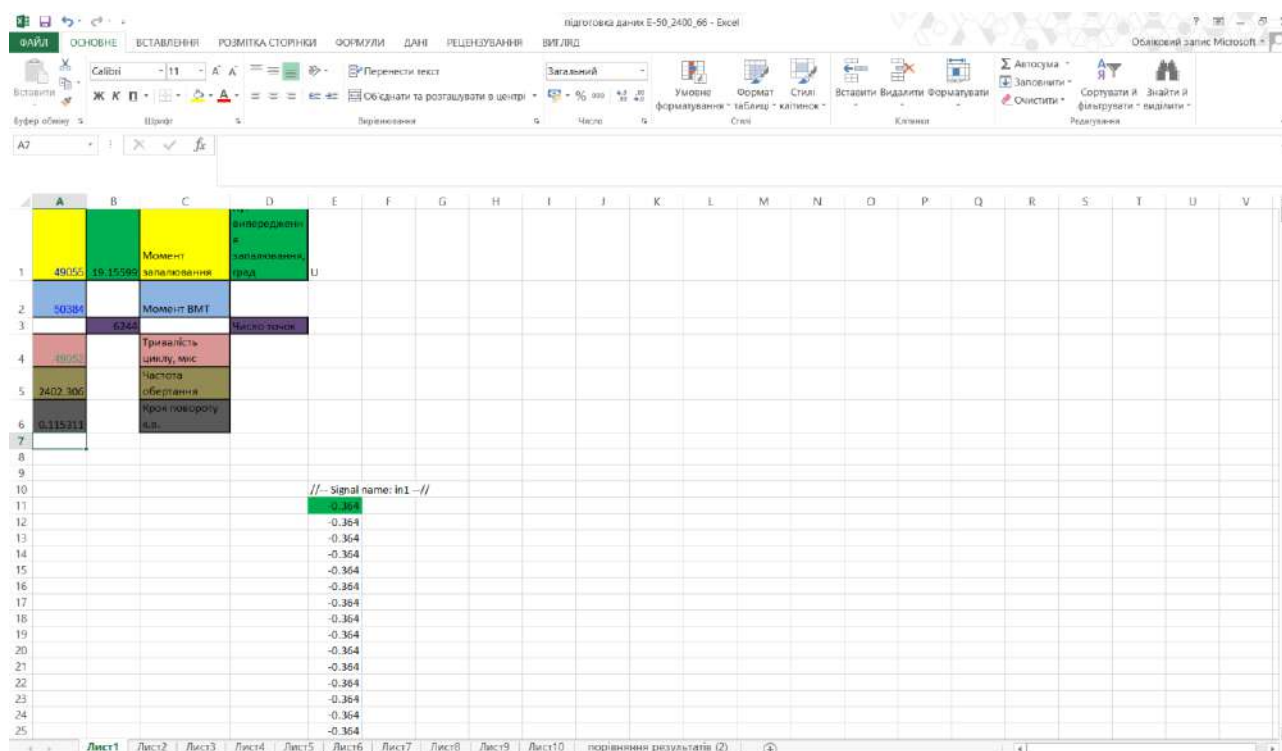
ДОДАТОК Б

Алгоритм опрацювання індикаторних діаграм

1. Визначення часових координат точок моменту запалювання (A_1) та верхньої мертвої точки (A_2).



2. Переніс координат точок в Excel для визначення кута випередження запалювання, тривалості циклу, кроку повороту колінчатого валу, частоту обертання колінчатого валу та кількість точок, що відповідають тиску вираженому у вольтах для кожної з точок навантажувальної характеристики.



3. Опрацювання даних з Excel в середовищі Mathcad для отримання характеристик тепловиділення

Вихідний текст програми

Програмний продукт для розрахунку індикаторних показників циклу і характеристик тепловиділення за експериментальними індикаторними діаграмами двигуна внутрішнього згоряння

1. Введення вхідних даних

1.1. Ввести основні параметри двигуна:

- 1.1.1. Діаметр циліндра, м: $D := 0.0765$
 1.1.2. Хід поршня, м: $S := 0.0756$
 1.1.3. Довжина шатуна, м: $L := 0.145$
 1.1.4. Ступінь стискання: $\epsilon := 10.5$
 1.1.5. Робочий об'єм циліндра, м³: $V_h := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$

1.2. Ввести дані з експериментальної індикаторної діаграми:

$z_1 :=$		0	1	2	3	4
0		$8.674 \cdot 10^4$	24.001	PIP°PSPSCU°	Ц, PICT°P°Pr°	"U"
1		$8.84 \cdot 10^4$	NaN	PSC, P°P°P°P°	NaN	NaN
2		NaN	$6.236 \cdot 10^3$	NaN	C, PSC°P°P°P°	NaN
3		$4.989 \cdot 10^4$	NaN	»Cf, PjPeCf°	NaN	NaN
4		$2.405 \cdot 10^3$	NaN	C, P°PSPSCU°	NaN	NaN
5		0.115	NaN	»C, Cf P°PI, °	NaN	NaN
6		NaN	NaN	NaN	NaN	ame: in1 --//°
7		NaN	NaN	NaN	NaN	-0.961
8		NaN	NaN	NaN	NaN	...

$$w_1 := \begin{cases} \text{for } i \in 7.. \text{rows}(z_1) - 1 \\ w_{1, i-7} \leftarrow (z_1(4))_i \\ w_1 \end{cases}$$

	0
0	-0.961
1	-0.961
2	-0.961
3	-0.961
4	-0.954
5	-0.961
6	-0.961
7	-0.961
8	-0.954
9	-0.961
10	-0.961
11	-0.961
12	-0.961
13	-0.954
14	-0.954
15	...

1.2.1. Крок розрахунку, град: $z_1 := z_{1,0} = 0.115$

1.2.2. Частота обертання колінчастого вала, хв-1: $n_d := z_{1,4,0} = 2.405 \times 10^3$

1.2.3. Кут випередження запалювання, $\theta := z_{1,0,1} = 24.001$ $\theta_{\text{max}} := 360 - \theta$

1.2.4. Ввести початковий кут повороту колінчастого вала, град: $z_2 := 282$

1.3. Ввести дані, визначені під час випробувань двигуна:

1.3.1. Годинна витрата палива, кг/год: $m_i := 13.295$

1.3.2. Годинна витрата повітря, кг/год: $m_v := 175.360$

1.3.3. Витрата рециркульованих ВГ, кг/год: $m_{vg} := 0$

Тиск у впускному колекторі, Па: $p_k := 96900$

1.3.6. Тиск в кінці впуску, Па: $p_a := p_k - 2000$

Коефіцієнт наповнення: $\eta_v := 0.9338$

1.3.7. Тиск в кінці випуску, кПа:

$$p_r := 2 + 5.98 - 0.00414 \cdot n_d - 11.95779 \cdot \eta_v + 7.1513 \cdot 10^{-7} \cdot n_d^2 + 5.06841 \cdot \eta_v^2 + 0.00655 \cdot n_d \cdot \eta_v = 10.125$$

Тиск навколишнього середовища, Па

$$p_o := 98300$$

1.3.8. Ефективна потужність, кВт: $N_e := 49.15$

1.3.9. Масова частка палива в суміші: $g_i := \frac{m_i}{m_i + m_v + m_{vg}}$

1.3.10. Масова частка рециркульованих ВГ в суміші: $g_{vg} := \frac{m_{vg}}{m_i + m_v + m_{vg}}$

1.3.11. Масова частка повітря в суміші: $g_v := 1 - g_i - g_{vg}$

1.3.12. Циклова кількість робочої суміші, кг/цикл: $m_c := (m_i + m_v + m_{vg}) \cdot \frac{120}{3600 \cdot 4 \cdot n_d}$

Теоретична кількість повітря для згоряння, кг/кг

$$l_0 := 14.70$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$h_{ui} := 44000$$

$$\alpha := \frac{g_v}{g_i \cdot l_0} = 0.897$$

$$m_c = 6.536 \times 10^{-4}$$

1.4. Ввести дані про тарування датчика тиску, В/бар: $U := 0.0186$

1.4.1. Сигнал від датчика в кінці впуску, В: $u_0 := \frac{p_0 \cdot U}{100000}$

2. Згладжування високочастотного шуму на діаграмі

2.1. Формування масиву значень кута повороту колінчастого вала і сигналу тиску:

$r_1 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(w_1) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{1i} \leftarrow z_2 \text{ if } i = 0 \\ r_{1i} \leftarrow r_{1i-1} + z_3 \text{ if } i > 0 \end{array} \right|$
 r_1
 $j_1 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(r_1) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_{1i} \leftarrow 720 \text{ if } 720 < r_{1i} \\ j_{1i} \end{array} \right|$
 j_1
 $r_2 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(r_1) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{2i} \leftarrow r_{1i} - j_{1i} \end{array} \right|$
 r_2
 $z := \text{augment}(r_2, w_1)$
 $z := \text{csort}(z, 0)$
 $r := (z^{(0)})$
 $w := z^{(1)}$

2.2. Визначення границь згладжування:

$j := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(r) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_i \leftarrow i \text{ if } 0 \leq r_i < 320 \\ j_i \end{array} \right|$
 j
 $k := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(r) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} k_i \leftarrow i \text{ if } 320 \leq r_i < 450 \\ k_i \end{array} \right|$
 k
 $l := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(r) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} l_i \leftarrow i \text{ if } 450 \leq r_i < 720 \\ l_i \end{array} \right|$
 l
 $j_{\text{rows}(j)-1} = 2771$
 $k_{\text{rows}(k)-1} = 3897$
 $l_{\text{rows}(l)-1} = 6235$
 $a := 0..j_{\text{rows}(j)-1}$
 $b := j_{\text{rows}(j)-1} + 1..k_{\text{rows}(k)-1}$
 $\tilde{a} := k_{\text{rows}(k)-1} + 1..l_{\text{rows}(l)-1}$

2.3. Виведення згладженого масиву:

$u := \text{ksmooth}(r, w, 5)$
 $t := \text{ksmooth}(r, w, 5)$
 $u_1 := \text{for } e_1 \in 0..j_{\text{rows}(j)-1}$
 $\left| \begin{array}{l} u_{1e_1} \leftarrow u_{e_1} \end{array} \right|$
 u_1
 $u_2 := \text{for } e_2 \in j_{\text{rows}(j)-1} + 1..k_{\text{rows}(k)-1}$
 $\left| \begin{array}{l} u_{2e_2} \leftarrow (j_{\text{rows}(j)-1} + 1) + t_{e_2} \end{array} \right|$
 u_2
 $u_3 := \text{for } e_3 \in k_{\text{rows}(k)-1} + 1..l_{\text{rows}(l)-1}$
 $\left| \begin{array}{l} u_{3e_3} \leftarrow (k_{\text{rows}(k)-1} + 1) + u_{e_3} \end{array} \right|$
 u_3
 $u_4 := \text{for } e_4 \in 0..l_{\text{rows}(l)-1}$
 $\left| \begin{array}{l} u_{4e_4} \leftarrow u_{e_4} \end{array} \right|$
 u_4
 $u_1 := \text{stack}(u_1, u_2, u_3)$
 $u_4 := \text{augment}(r, u_4)$

	0	1
0	0.05	-0.976
1	0.165	-0.968
2	0.281	-0.968
3	0.396	-0.968
4	0.512	-0.968
5	0.627	-0.968
6	0.743	-0.968
7	0.858	-0.968
8	0.974	-0.976
9	1.089	-0.976
10	1.205	-0.968
11	1.32	-0.976
12	1.436	-0.968
13	1.551	-0.968
14	1.666	-0.976
15	1.782	...

	u	t
0	0.05	-0.976
1	0.165	-0.968
2	0.281	-0.968
3	0.396	-0.968
4	0.512	-0.968
5	0.627	-0.968
6	0.743	-0.968
7	0.858	-0.968
8	0.974	-0.976
9	1.089	-0.976
10	1.205	-0.968
11	1.32	-0.976
12	1.436	-0.968
13	1.551	-0.968
14	1.666	-0.976
15	1.782	...

	0
0	-0.976
1	-0.968
2	-0.968
3	-0.968
4	-0.968
5	-0.968
6	-0.968
7	-0.968
8	-0.976
9	-0.976
10	-0.968
11	-0.976
12	-0.968
13	-0.968
14	-0.976
15	...

w =

3. Виведення індикаторної діаграми

3.1. Підготовка даних для переводу сигналу датчика в одиниці тиску:

$j := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_i \leftarrow i \text{ if } 180 \leq (u_4^{(0)})_i < 540 \end{array} \right|$
 j
 $j_{\text{rows}(j)-1} = 4676$
 $j_1 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_{1i} \leftarrow i \text{ if } (u_4^{(0)})_i < 180 \end{array} \right|$
 j_1
 $j_{1, \text{rows}(j_1)-1} = 1558$
 $r_3 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{3i} \leftarrow (u_4^{(0)})_i + 720 \text{ if } (u_4^{(0)})_i < 180 \\ r_{3i} \leftarrow (j_{\text{rows}(j)-1} - j_{1, \text{rows}(j_1)-1}) + (u_4^{(0)})_i \text{ if } (u_4^{(0)})_i \geq 540 \end{array} \right|$
 r_3
 $r_4 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{4i} \leftarrow (u_4^{(1)})_i \text{ if } (u_4^{(0)})_i < 180 \\ r_{4i} \leftarrow (j_{\text{rows}(j)-1} - j_{1, \text{rows}(j_1)-1}) + (u_4^{(1)})_i \text{ if } (u_4^{(0)})_i \geq 540 \end{array} \right|$
 r_4
 $r_3 := \text{augment}(r_3, r_4)$
 $r_3 := \text{csort}(r_3, 0)$
 $j := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_i \leftarrow i \text{ if } (u_4^{(1)})_i = \max(u_4^{(1)}) \end{array} \right|$
 j
 $j_1 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} j_{1i} \leftarrow i \text{ if } (u_4^{(0)})_i < 540 \end{array} \right|$
 j_1
 $r_4 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{4i} \leftarrow (u_4^{(0)})_i \text{ if } j_{1, \text{rows}(j_1)-1} \geq i \geq j_{\text{rows}(j)-1} \end{array} \right|$
 r_4
 $r_5 := \text{for } i \in 0.. \text{rows}(u_4) - 1$
 $\left| \begin{array}{l} r_{5i} \leftarrow (u_4^{(1)})_i \text{ if } j_{1, \text{rows}(j_1)-1} \geq i \geq j_{\text{rows}(j)-1} \end{array} \right|$
 r_5
 $r_4 := \text{augment}(r_4, r_5)$

	0	1
0	0.05	-0.972
1	0.165	-0.972
2	0.281	-0.972
3	0.396	-0.973
4	0.512	-0.973
5	0.627	-0.973
6	0.743	-0.973
7	0.858	-0.973
8	0.974	-0.973
9	1.089	-0.973
10	1.205	-0.973
11	1.32	-0.973
12	1.436	-0.973
13	1.551	-0.973
14	1.666	-0.974
15	1.782	...

u₄ =

```

j1 := | for i ∈ 0..rows(u4) - 1
      | j1_i ← i if (u4<0>)_i < 180
      | j1
j1_rows(j1)-1 = 1558

r6 := | for i ∈ 0..rows(u4) - 1
      | r6_i-j1_rows(j1)-1 ← (u4<0>)_i if j1_rows(j1)-1 < i < j_rows(j)-1
      | r6

r7 := | for i ∈ 0..rows(u4) - 1
      | r7_i-j1_rows(j1)-1 ← (u4<1>)_i if j1_rows(j1)-1 < i < j_rows(j)-1
      | r7
r5 := augment(r6, r7)

```

3.2. Корекція сигналу тиску при переведенні в стандартні одиниці тиску:

```

f(t) := | f(t) ← line(r3<0>, r3<1>)_0 + line(r3<0>, r3<1>)_1 · t · a · 0.1
      | b1 ← (r4<0>)_0
      | b2 ← (r4<0>)_rows(r4)-1
      | m ← | for i ∈ 0..rows(r3) - 1
            | m_i ← (r3<1>)_i - f[(r3<0>)_i] + f[(r3<0>)_rows(r3)-1]
            | m
      | a2 ← m0 - (r3<1>)_0
      | k ← a2 / (b2 - b1)
      | b ← -k · b1
      | n ← | for i ∈ 0..rows(r4) - 1
            | n_i ← (r4<1>)_i + k · (r4<0>)_i + b
            | n
      | m1 ← | for i ∈ 0..rows(r3) - 1
            | m1_i ← (r3<0>)_i if (r3<0>)_i ≤ 720
            | m1_i ← (r3<0>)_i - 720 if (r3<0>)_i > 720
            | m1
      | m ← augment(m1, m)
      | n ← augment(r4<0>, n)
      | d ← csort(stack(r3, n, m), 0)

```

```

p0 ← for i ∈ 0..rows(d) - 1
      p0_i ← (d<sup>(1)</sup>)_i - u_a if 180 ≤ (d<sup>(0)</sup>)_i ≤ 180 + z_3
      p0
p0 ← p0_rows(p0)-1
p ← for i ∈ 0..rows(d) - 1
      (d<sup>(1)</sup>)_i - p0
      p_i ←  $\frac{(d^{(1)})_i - p_0}{U} \cdot 100000$ 
      p
f(a) ← augment(d<sup>(0)</sup>, p, d<sup>(1)</sup>)
f(a)

```

3.2.1. Коефіцієнт корекції

```

a := i ← 0
if (f(i)<sup>(1)</sup>)_0 < (f(i+1)<sup>(1)</sup>)_0
  i_1 ← 0
  i_2 ← 1000
  while |i_1 - i_2| > 0.01
    if  $\left(f\left(\frac{i_1 + i_2}{2}\right)^{(1)}\right)_0 > p_r \cdot 1000 + p_0$ 
      i_1 ← i_1
      i_2 ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
    otherwise
      i_1 ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
      i_2 ← i_2
    i ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
otherwise
  i_1 ← 0
  i_2 ← -1000
  while |i_1 - i_2| > 0.01
    if  $\left(f\left(\frac{i_1 + i_2}{2}\right)^{(1)}\right)_0 > p_r \cdot 1000 + p_0$ 
      i_1 ← i_1
      i_2 ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 

```

```
otherwise
| i1 ← 0
| i2 ← -1000
while | i1 - i2 > 0.01
|   if  $\left(f\left(\frac{i_1 + i_2}{2}\right)^{(1)}\right)_0 > p_r \cdot 1000 + p_o$ 
|   | i1 ← i1
|   | i2 ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
|   otherwise
|   | i1 ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
|   | i2 ← i2
| i ←  $\frac{i_1 + i_2}{2}$ 
```

$a = 3.815 \times 10^{-3}$

3.2.2. Визначення матриці "кут повороту - тиск в циліндрі": $pf \leftarrow f(a)$
3.2.3. Визначення матриці "об'єм циліндра":

$v \leftarrow \begin{cases} \text{for } i \in 0..rows(pf) - 1 \\ v_i \leftarrow \frac{V_h}{\epsilon - 1} + 0.5 \cdot V_h \cdot \left[1 - \cos\left[\frac{(pf^{(0)})_i \cdot \pi}{180}\right] + \frac{s}{s \cdot L} \cdot \left[1 - \cos\left[\frac{2 \cdot (pf^{(0)})_i \cdot \pi}{180}\right] \right] \right] \end{cases}$

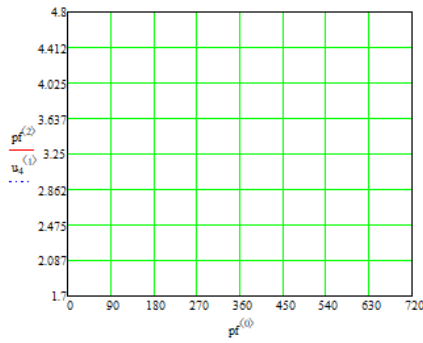
$pf =$

	0	1	2
0	0.05	1.168·10 ⁵	-0.972
1	0.165	1.164·10 ⁵	-0.972
2	0.281	1.159·10 ⁵	...

$v =$

	0
0	3.658·10 ⁵
1	3.658·10 ⁵
2	...

3.2.4. Вихідний і скорегований сигнал тиску



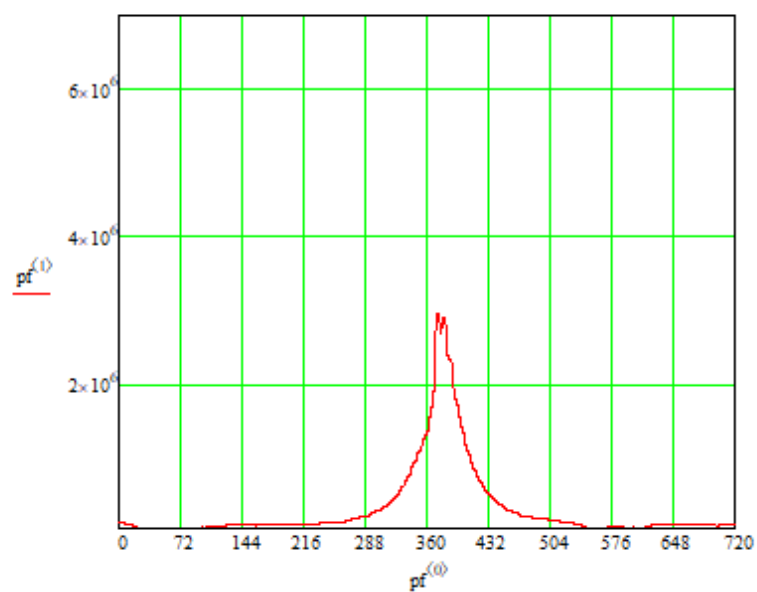
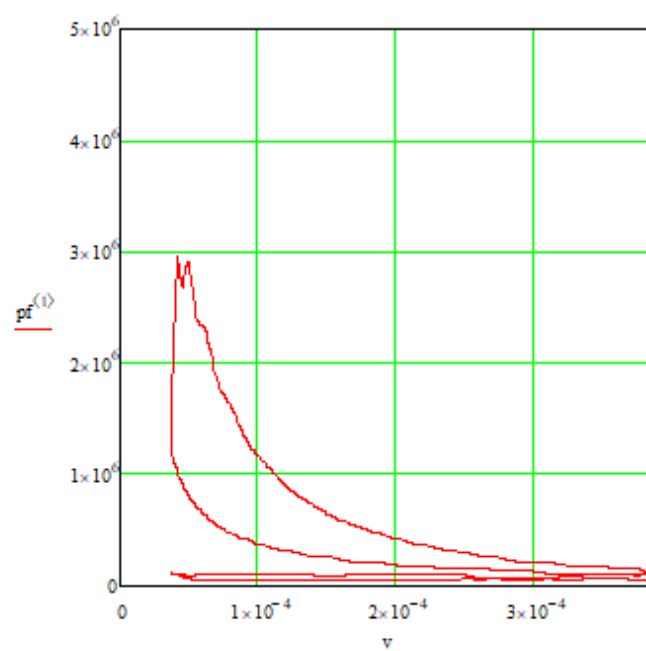
$v \leftarrow \begin{cases} \text{for } i \in 0..rows(pf) - 1 \\ v_i \leftarrow \frac{V_h}{\epsilon - 1} + 0.5 \cdot V_h \cdot \left[1 - \cos\left[\frac{(pf^{(0)})_i \cdot \pi}{180}\right] + \frac{2 \cdot L}{s} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{s}{2 \cdot L}\right)^2 \cdot \sin^2\left[\frac{(pf^{(0)})_i \cdot \pi}{180}\right]} \right] \right] \end{cases}$

$p_r \cdot 1000 + p_o = 108425$

$\left(f(a)^{(1)}\right)_0 = 116820.527$

+

3.2.5. Розгорнута індикаторна діаграма

3.2.6. Індикаторна діаграма в системі координат $p-v$ 

4. Індикаторні показники циклу

4.1. Границі інтегрування

$$f_1 := \text{round}\left(\frac{180}{z_3}\right) \quad f_1 = 1559 \quad f_2 := \text{round}\left(\frac{540}{z_3}\right) - 1 \quad f_2 = 4676$$

4.2. Індикаторна робота циклу та індикаторна

$$L_i := \begin{cases} \text{for } i \in f_1 \dots f_2 \\ \left| \begin{array}{l} L_{i_1} \leftarrow 0 \text{ if } i = f_1 \\ L_{i_1} \leftarrow L_{i_{i-1}} + \frac{\left[(pf^{(1)})_i + (pf^{(1)})_{i-1} \right] \cdot (v_i - v_{i-1})}{2} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ L_i \end{cases}$$

$$L_i := L_{i_{\text{rows}(L_i)-1}} \quad L_i = 149.706 \quad N_i := \frac{L_i \cdot n_d}{30000} \quad N_i = 12.003$$

4.3. Робота і потужність, затрачені на здійснення газообміну

$$L_{g1} := \begin{cases} \text{for } i \in 0 \dots f_1 \\ \left| \begin{array}{l} L_{g1_i} \leftarrow 0 \text{ if } i = 0 \\ L_{g1_i} \leftarrow L_{g1_{i-1}} + \frac{\left[(pf^{(1)})_i + (pf^{(1)})_{i-1} \right] \cdot (v_i - v_{i-1})}{2} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ L_{g1} \end{cases}$$

$$L_{g2} := \begin{cases} \text{for } i \in f_2 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ \left| \begin{array}{l} L_{g2_i} \leftarrow 0 \text{ if } i = f_2 \\ L_{g2_i} \leftarrow L_{g2_{i-1}} + \frac{\left[(pf^{(1)})_i + (pf^{(1)})_{i-1} \right] \cdot (v_i - v_{i-1})}{2} \text{ otherwise} \end{array} \right. \\ L_{g2} \end{cases}$$

$$L_g := L_{g1_{\text{rows}(L_{g1})-1}} + L_{g2_{\text{rows}(L_{g2})-1}} \quad L_g = -5.641 \quad N_g := \frac{L_g \cdot n_d}{30000} \quad N_g = -0.452$$

4.4. Потужність механічних втрат

$$N_m := N_i - N_e \quad N_m = -37.147$$

4.5. Максимальний тиск циклу

$$p_{\max} := \begin{cases} \text{for } i \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ p_{\max_i} \leftarrow (pf^{(1)})_i \text{ if } (pf^{(1)})_i = \max(pf^{(1)}) \\ p_{\max} \end{cases} \quad \begin{aligned} p_{\max} &:= p_{\max_{\text{rows}(p_{\max})-1}} \\ p_{\max} &= 2.95 \times 10^6 \end{aligned}$$

4.6. Кут повороту при максимальному тиску

$$f_{\max} := \begin{cases} \text{for } i \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ f_{\max_i} \leftarrow (pf^{(0)})_i \text{ if } (pf^{(0)})_i = \max(pf^{(0)}) \\ f_{\max} \end{cases} \quad \begin{aligned} f_{\max} &:= f_{\max_{\text{rows}(f_{\max})-1}} \\ f_{\max} &= 372.404 \end{aligned}$$

$$\text{in_close} := \text{rows} \left[j_7 \leftarrow \begin{cases} \text{for } i_1 \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ j_{7_{i_1}} \leftarrow (pf^{(0)})_{i_1} \text{ if } 225 - (pf^{(0)})_{i_1} \geq 0 \\ j_7 \end{cases} \right] = 1.949 \times 10^3$$

$$p_1 := (pf^{(1)})_{\text{in_close}} = 9.773 \times 10^4 \quad v_1 := v_{\text{in_close}} = 3.444 \times 10^{-4}$$

$$t_1 := \frac{p_1 \cdot v_1}{8314 \cdot \left(\frac{E_t}{114} + \frac{E_v}{28.95} + \frac{E_{vg}}{28.82} \right) \cdot m_c} = 189.243$$

5. Розрахунок процесу згоряння

5.1. Розрахунок характеристики тепловиділення

$$\begin{aligned} \text{tep1} &:= \begin{cases} j \leftarrow \begin{cases} \text{for } i_1 \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ j_{i_1} \leftarrow (pf^{(0)})_{i_1} \text{ if } \theta - (pf^{(0)})_{i_1} \geq 0 \end{cases} \\ j \end{cases} \\ j_{zg} &\leftarrow \begin{cases} \text{for } i_1 \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ j_{zg_{i_1}} \leftarrow (pf^{(0)})_{i_1} \text{ if } 430 - (pf^{(0)})_{i_1} \geq 0 \\ j_{zg} \end{cases} \\ j_{vyp} &\leftarrow \begin{cases} \text{for } i_1 \in 0 \dots \text{rows}(pf) - 1 \\ j_{vyp_{i_1}} \leftarrow (pf^{(0)})_{i_1} \text{ if } 510 - (pf^{(0)})_{i_1} \geq 0 \\ j_{vyp} \end{cases} \\ i &\leftarrow \text{rows}(j) - 1 \\ x_i &\leftarrow 0 \\ Q_{w_i} &\leftarrow 0 \\ \text{spdv}_i &\leftarrow 0 \\ R_i &\leftarrow 8314 \cdot \left(\frac{E_t}{114} + \frac{E_v}{28.95} + \frac{E_{vg}}{28.82} \right) \\ t_i &\leftarrow \frac{(pf^{(1)})_i \cdot v_i}{R_i \cdot m_c} \\ n_i &\leftarrow \log \left[\frac{(pf^{(1)})_{\text{rows}(j)} \cdot v_{\text{rows}(j)-1}}{(pf^{(1)})_{\text{rows}(j)-1} \cdot v_{\text{rows}(j)}} \right] \\ \text{for } i &\in \text{rows}(j) \dots \text{rows}(pf) - 1 \end{aligned}$$

$$E_t = 0.07$$

$$E_v = 0.93$$

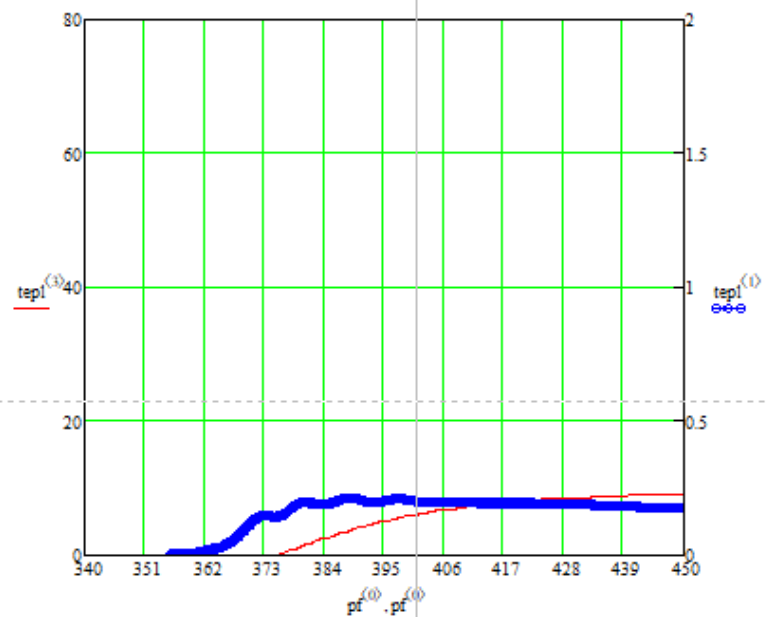
$$E_{vg} = 0$$

$$m_c = 6.536 \times 10^{-4}$$

+

$$\begin{aligned}
 R_i &\leftarrow 8314 \cdot \left(\frac{g_i - x_{i-1} \cdot \frac{g_v}{14.7}}{114} + \frac{g_v - x_{i-1} \cdot g_v}{28.95} + \frac{g_{vg} + x_{i-1} \cdot \frac{g_v}{14.7} + x_{i-1} \cdot g_v}{28.82} \right) \\
 t_i &\leftarrow \frac{(pf^{(1)})_i \cdot v_i}{R_i \cdot m_c} \\
 c_{v1_i} &\leftarrow \frac{4.187 \cdot \left[1.651 + 177.317 \cdot 10^{-3} \cdot t_i - 94.95 \cdot 10^{-6} \cdot (t_i)^2 + 19.752 \cdot 10^{-9} \cdot (t_i)^3 \right] - 8.314}{114} \\
 c_{v2_i} &\leftarrow 0.6887 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot t_i + 2 \cdot 10^{-8} \cdot (t_i)^2 - 8 \cdot 10^{-12} \cdot (t_i)^3 \\
 c_{v3_i} &\leftarrow \begin{cases} \left(0.73 + \frac{0.074}{\alpha} \right) + \left(0.148 + \frac{0.064}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} \cdot (t_i - 273) & \text{if } \alpha \geq 1 \\ (0.657 + 0.145 \cdot \alpha) + (0.125 + 0.087 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot (t_i - 273) & \text{otherwise} \end{cases} \\
 c_{v_i} &\leftarrow c_{v1_i} \cdot \left(g_i - x_{i-1} \cdot \frac{g_v}{14.7} \right) + c_{v2_i} \cdot (g_v - x_{i-1} \cdot g_v) + c_{v3_i} \cdot \left(g_{vg} + x_{i-1} \cdot \frac{g_v}{14.7} + x_{i-1} \cdot g_v \right) \\
 f_i &\leftarrow 1 - \cos \left[\frac{(pf^{(0)})_i \cdot \pi}{180} \right] + \frac{S}{8 \cdot L} \cdot \left[1 - \cos \left[\frac{(pf^{(0)})_i \cdot \pi \cdot 2}{180} \right] \right] \\
 f_i &\leftarrow \pi \cdot D \cdot \left[\frac{D}{2} + S \cdot \left(\frac{f_i}{2} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \right) \right] \\
 d\alpha_i &\leftarrow \begin{cases} 2.28 \cdot \frac{S \cdot n_d}{30} + \left[\frac{V_h \cdot t_i \cdot \left[(pf^{(1)})_i - (pf^{(1)})_{rows(j)} \cdot \left(\frac{v_{rows(j)}}{v_i} \right)^{n_l} \right]}{p_i \cdot v_i} \right] & \text{if } i < rows(j_{zg}) \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
 \alpha_i &\leftarrow 1.3 \cdot 10^{-2} \cdot D^{-0.2} \cdot (t_i)^{-0.53} \cdot \left[(pf^{(1)})_i \right]^{0.8} \cdot d\alpha_i
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{w_i} &\leftarrow \begin{cases} \left(\frac{t_i - 368}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{0.002}{56} + \frac{0.004}{230} + \frac{1}{3600}} \cdot \frac{z_i}{6 \cdot n_d} \cdot f_i \right) & \text{if } i < rows(j_{vyp}) \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
 Q_{w_i} &\leftarrow Q_{w_{i-1}} + q_{w_i} \\
 pdv_i &\leftarrow (pf^{(1)})_i \cdot (v_i - v_{i-1}) \\
 spdv_i &\leftarrow spdv_{i-1} + pdv_i \\
 dx_i &\leftarrow \frac{c_{v_i} \cdot (t_i - t_{i-1}) + \frac{pdv_i}{1000 \cdot m_c} + \frac{q_{w_i}}{1000 \cdot m_c}}{g_i \cdot \begin{cases} h_{w_i} - 120000 \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{l_0}{28.95} & \text{if } \alpha < 1 \\ h_{w_i} & \text{otherwise} \end{cases}} \\
 x_i &\leftarrow x_{i-1} + dx_i \\
 \xi_i &\leftarrow \frac{1.1 \cdot \left[c_{v_i} \cdot (t_i - t_{rows(j)}) + \frac{spdv_i}{1000 \cdot m_c} \right]}{42700 \cdot (g_i - 3 \cdot 0.000595)} \\
 tep1^{(0)} &\leftarrow t \\
 tep1^{(1)} &\leftarrow x \\
 tep1^{(2)} &\leftarrow R \\
 tep1^{(3)} &\leftarrow Q_w \\
 tep1 &
 \end{aligned}$$



```

tepl := augment(pf<0>, pf<1>, tepl)
x_zgor := for i ∈ 0..rows(tepl) - 1
           (tepl<3>)_i
           x_zgor_i ← (tepl<3>)_i / max(tepl<3>)
           x_zgor
T_max := max(tepl<2>)
T_max = 799.255
tepl := augment(tepl<0>, tepl<1>, tepl<2>, x_zgor)

```

tepl<3>

	0
0	0
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	...

x_zgor

	0
0	0
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	...

5.2. Визначення середньої швидкості наростання тиску при згорянні

5.2.1. Початок другої фази згоряння:

```

f_z := for i ∈ 0..rows(tepl) - 1
        f_z_i ← (tepl<0>)_i if (tepl<3>)_i < 0.07
        f_z
f_z := f_z_rows(f_z)-1
f_z = 362.59

```

5.2.2. Тиск на початку другої фази згоряння:

```

p_z := for i ∈ 0..rows(pf) - 1
        p_z_i ← (pf<1>)_i if |f_z - (pf<0>)_i| ≤ z_3
        p_z
p_z := p_z_rows(p_z)-1
p_z = 1484456.136

```

5.2.3. Середня швидкість наростання тиску при згорянні:

```

dpdf_z := (p_max - p_z) / (f_max - f_z)
dpdf_z = 0.149

```

5.3. Кінець згоряння

```

fx_max := for i ∈ 0..rows(tepl) - 1
           fx_max_i ← (tepl<0>)_i if (tepl<3>)_i = max(tepl<3>)
           fx_max
fx_max := fx_max_rows(fx_max)-1
fx_max = 388.684

```

rows(fx_max) - 1 = 3366

5.4. Тривалість згоряння

```

phi_g := fx_max - 0
phi_g = 52.685

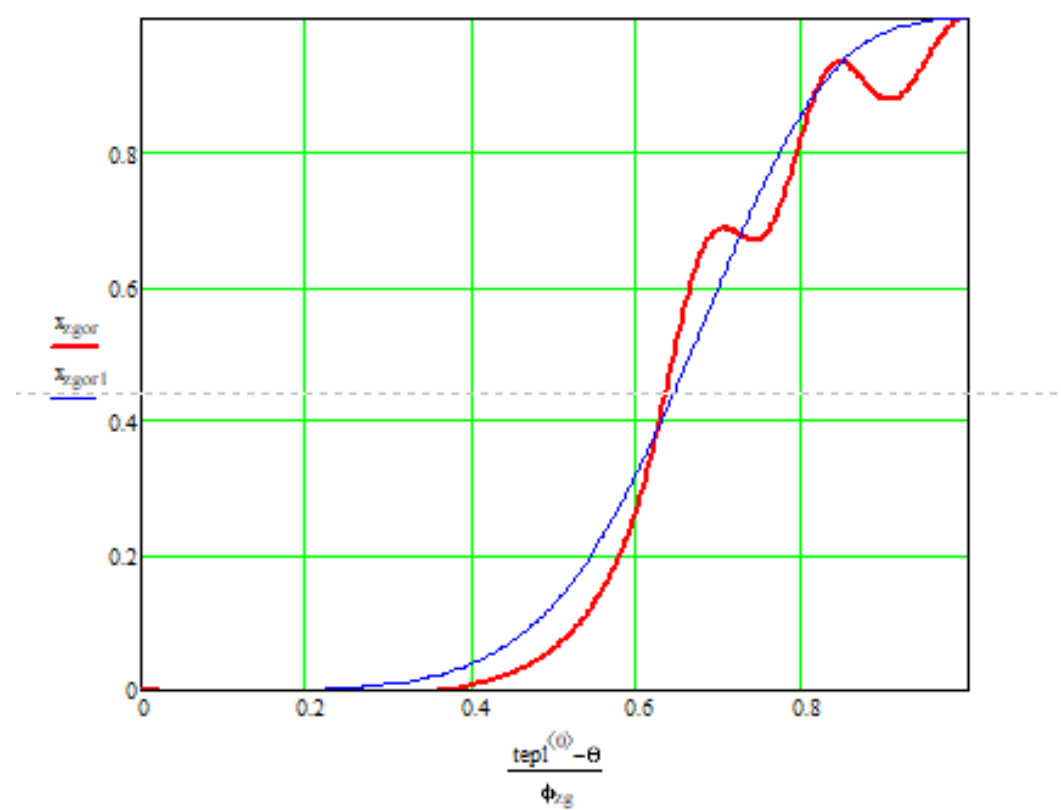
```

5.5. Показник характеру згоряння

```

f(m) := for j ∈ 1..rows(tepl) - 1
         - 6.908 * ((tepl<0>_j - 0) / phi_g)^(m+1)
         x_j ← 1 - e
         if 0 < (tepl<0>_j - 0) / phi_g ≤
         f(m) ← x
         f(m)
m := for i ∈ 0..2000
     cov_i ← cov(f((i/100)), x_z)
     m_cov_i ← i / 100 if cov_i = max(cov)
     break if cov_i < max(cov)
     m<0> ← cov
     m<1> ← m_cov
     m
m_cov := m<1>_rows(m)-2
m_cov = 4.65
x_zgor1_i := 1 - e
- 6.908 * ((tepl<0>_i - 0) / phi_g)^(m_zg+1)

```



5.5.3. Визначення показника характеру згорання з врахуванням характеристики тепловиділення

```

mzg := for i ∈ rows(f0)..rows(tepl) - 1
    if  $\frac{|tepl_{i,0} - \theta|}{\phi_{zg}} < 1$ 
         $m_{zg_i} \leftarrow -\log\left[\left(\frac{-6.908}{\ln(0.999)}\right), \left(\frac{|tepl_{i,0} - \theta|}{\phi_{zg}}\right)\right] - 1$  if  $x_{zgor_i} \leq 0$ 
         $m_{zg_i} \leftarrow -\log\left[\left(\frac{-6.908}{\ln(1 - x_{zgor_i})}\right), \left(\frac{|tepl_{i,0} - \theta|}{\phi_{zg}}\right)\right] - 1$  if  $0 < x_{zgor_i} < 0.999$ 
         $m_{zg_i} \leftarrow -\log\left[\left(\frac{-6.908}{\ln(0.001)}\right), \left(\frac{|tepl_{i,0} - \theta|}{\phi_{zg}}\right)\right] - 1$  if  $x_{zgor_i} \geq 0.999$ 
         $m_{zg_i} \leftarrow 0$  if  $\frac{|tepl_{i,0} - \theta|}{\phi_{zg}} \geq 1$ 
    mzg

```

	0	1
0	0.7	0
1	0.702	0.01
2	0.703	0.02
3	0.704	0.03
4	0.706	0.04
5	0.707	0.05
6	0.708	0.06
7	0.71	0.07
8	0.711	0.08
9	0.713	0.09
10	0.714	0.1
11	0.715	0.11
12	0.717	0.12
13	0.718	0.13
14	0.719	0.14
15	0.721	...

5.5.2. Середнє значення показника характеру

```

mzgor := for i ∈ rows(f0)..rows(tepl) - 1
    mzgor_i ← mzg_i if i = rows(f0)
    mzgor_i ← mzgor_{i-1} + mzg_i if i > rows(f0)
    break if mzg_i = 0
mzgor

```

$$m_{zg} := \frac{m_{zgor} - rows(m_{zgor}) - 1}{rows(m_{zgor}) - 1 - rows(f_0)} \quad m_{zg} = 1$$

6. Виведення результатів

6.1. Індикаторні показники

Ци

```

ind := augment $\left[ \text{stack}(N_i, N_g, N_m, p_{max}), \left( \text{stack}\left(\frac{dpdf_2}{10^6}, f_x, f_{x_{max}}, f_{max}\right) \right) \right]$ 

```

	0	1
0	12.003	0.149
1	-0.452	362.59
2	-37.147	388.684
3	2.95106	372.404

6.2. Показники процесу згорання

```

zgoranna := augment $\left( f_{max}, \phi_{zg}, m_{zg}, U, N_i, N_g, N_m, p_{max}, T_{max}, \frac{dpdf_2}{10^6}, f_x, f_{x_{max}} \right)$ 

```

	0	1	2	3	4	5	6
0	372.4041	52.8947	4.85	0.0789	12.0033	-0.4523	...

6.3. Розгорнута індикаторна діаграма і характеристика тепловиділення

$$\text{tepl} := \text{augment}(\text{tepl}^{(0)}, \text{tepl}^{(1)}, \text{tepl}^{(2)}, x_{\text{zgor}}, x_{\text{zgor1}})$$

	0	1	2	3	4
0	0.050031	1.168205-10 ⁵	0	0	0
1	0.165489	1.163718-10 ⁵	0	0	0
2	0.280948	1.159134-10 ⁵	0	0	0
3	0.396407	1.15446-10 ⁵	0	0	0
4	0.511865	1.1497-10 ⁵	0	0	0
5	0.627324	1.144861-10 ⁵	0	0	0
6	0.742783	1.139951-10 ⁵	0	0	0
7	0.858241	1.134978-10 ⁵	0	0	0
8	0.9737	1.129951-10 ⁵	0	0	0
9	1.089138	1.12468-10 ⁵	0	0	0
10	1.204617	1.119775-10 ⁵	0	0	0
11	1.320076	1.114646-10 ⁵	0	0	0
12	1.435534	1.109506-10 ⁵	0	0	0
13	1.550993	1.104366-10 ⁵	0	0	0
14	1.666452	1.099239-10 ⁵	0	0	0
15	1.78191	1.094139-10 ⁵	0	0	...

t:

ДОДАТОК В

1. Підготовка вхідних даних для математичної моделі ДВЗ за методом об'ємного балансу

Розрахунок показників двигуна під час математичного моделювання здійснюється з використанням програми розрахунку, складеної з використанням методу об'ємного балансу. Загальний вигляд головного вікна програми показано на рис. 2.

Програма містить основні елементи, які дозволяють здійснювати процес моделювання.

Рядок меню 1 містить кнопки «Індикаторна діаграма», «Зберегти дані», «Завантажити дані». Натискання кнопки «Індикаторна діаграма» виводить розгорнуту індикаторну діаграму робочого циклу. Натискання кнопки «Зберегти дані» здійснює зчитування даних з полів для введення вихідних даних 2 та зберігає їх у тимчасовий файл у теці з програмою, а натискання кнопки «Завантажити дані» здійснює завантаження збережених у тимчасовому файлі дані у поля для введення вихідних даних 2. Таким чином, можливо зберігати підготовлені для моделювання двигуна дані та використовувати їх у наступному сеансі роботи з програмою.

Блок введення вихідних даних 2 містить поля для введення вхідних даних для моделювання робочого циклу і показників двигуна. Для моделювання необхідно визначити наступні дані, зазначені у таблиці 2.

Блок виведення результатів розрахунку 3 містить поля для виведення змодельованих показників двигуна, які представлені в таблиці 3.

Блок налаштування виведення графічних даних 4 містить параметри крайніх вертикальних і горизонтальних меж графічного вікна для виведення розгорнутої індикаторної діаграми. Ці поля заповнюються автоматично після виконання розрахунку. Змінюючи ці значення можна міняти масштаб представлення індикаторної діаграми та детально досліджувати ті чи інші ділянки робочого циклу.

Кнопки управління програмою 5 дозволяють виконувати різні операції дослідження. Натискання кнопки «Розрахувати цикл» здійснює розрахунок на основі наявних у полях введення вхідних даних. Натискання кнопки «Порівняти графіки» дозволяє здійснювати порівняння індикаторних діаграм після розрахунку з оновленими вхідними параметрами. При цьому, вихідна діаграма виводиться суцільною лінією, а нова – штриховою. Натискання кнопки «Скинути графік» вимикає режим порівняння діаграм. Натискання кнопки «Завантажити експІД» виводить у графічному вікні експериментальну індикаторну діаграму, завантажуючи дані з попередньо підготовленого файлу, у порівнянні із попередньо розрахованою діаграмою. Натискання кнопки «Вийти з програми» завершує сеанс роботи з програмою.

Обираючи між варіантом введення параметрів згоряння автоматично чи вручну, програма переключається між режимом використання поліномів для визначення показнику характеру згорання m , тривалості згоряння та кута випередження запалювання, або ж стає доступний ручний ввід даних параметрів.

Індикаторна діаграма Зберегти вихідні дані Завантажити дані Система надрдуу

Програма розрахунку робочого циклу методом об'ємного балансу

Параметри КШМ: $D_{ц} = 76.5$ мм; $M_k = 643.$ г; $t_k = 3.0$ мм; $S = 75.6$ мм; $M_{ш} = 713.$ г; $h_k = 2.0$ мм; $L_{ш} = 145.0$ мм; $M_p = 442.$ г; $P_y = 0.2$ МПа; $E = 10.5$; $D_k = 54.0$ мм; $h_y = 54.$ мм; $I_{ц} = 4.$; $D_{ш} = 47.8$ мм; $D_{пп} = 20.0$ мм;	Параметри ГРМ: $\alpha_{вп} = 25.$ град.до ВМТ; $\alpha_{пвп} = 95.$ град п.к.в.; $\alpha_{вп} = 45.$ град.після НМТ; $\alpha_{вп} = 60.$ град п.к.в.; $\alpha_{вип} = 30.$ град.до НМТ; $\alpha_{пвп} = 95.$ град п.к.в.; $\alpha_{вип} = 10.$ град.після ВМТ; $\alpha_{пвип} = 85.$ град п.к.в.; $f_{вп} = 358.$ мм ² ; $f_{вп} = 50.$ град п.к.в.; $f_{вп} = 465.$ мм ² ; $\alpha_{пвип} = 85.$ град п.к.в.;	Параметри систем впуску і випуску: $L_{вп} = 50.$ см; $L_{вип} = 80.$ см; $F_{вп} = 50.$ см ² ; $F_{вип} = 50.$ см ² ; $t_{вп} = 50.$ °C; $F_{нг} = 50.$ см ² ; $t_{вг} = 500.$ °C; $F_{vg} = 0.$ мм ² ; Параметри режиму роботи: $n = 3000.$ хв-1; $P_{вп} = 1000.$ мбар;
--	--	--

Параметри свіжого заряду і продуктів згоряння:
 $k_{ра} = 0.450$; $k_p = 1.300$; $\rho_{ор} = 0.760$ кг/м³; $R_p = 287.$ Дж/кг*К; $m_{up} = 115.00$ кг/кмоль; $h_u = 44.00$ МДж/кг; $g_c = 0.855$ $g_h = 0.145$ $g_o = 0.000$ $\alpha_{lf} = 0.86$

Кут випередження запалювання: $t_{et} = 30.$ град п.к.в.до ВМТ; **Параметри навколишнього середовища:** $p_0 = 101.0$ кПа; $t_0 = 20.$ °C; **Крок розрахунку:** $df = 1.00$ град п.к.в.; $g_{ET} = 0.00$ $m_{zg} = 4.$ $f_{iz} = 40.$ град;

$G_p = 10.680$ кг/год; $G_{пов} = 136.1$ кг/год; $N_e = 42.152$ кВт; $M_k = 134.2$ Нм; $M_i = 142.1$ Нм; $M_m = 7.9$ Нм; $g_e = 253.$ г/(кВт*год); $g_i = 239.$ г/(кВт*год);	$p_n = 0.071$ МПа; $p_e = 1.213$ МПа; $p_{вп} = 0.008$ МПа; $p_{вип} = 0.049$ МПа; $p_k = 0.118$ МПа; $p_p = 0.083$ МПа; $p_o = 0.038$ МПа; $p_v = 0.857$;	$g_{am} = 0.040$; $P_{вг} = 0.00$ %; $NO_x = 0.$ млн-1; $CO = 3.$ %; $СmHn = 48.$ млн-1; $CO_2 = 14.16$ %; $P_n = 0.101$ МПа; $N_k = 0.000$ кВт;
---	--	--

Параметри виводу графіка:
 $X_{min} = 0.$ $X_{max} = 720.$
 $Y_{min} = 0.$ $Y_{max} = 9500000.$

Введення параметрів згоряння :
☒ Вручну ☐ Автоматично

Розрахувати цикл Скинути графік Порівняти графіки Завантажити експлД Вийти з програми

Рисунок В.1 – Головне вікно програми розрахунку показників двигуна: 1 – рядок меню; 2 – блок введення вихідних даних; 3 – блок виведення результатів розрахунку; 4 – блок налаштування виведення графічних даних; 5 – кнопки управління програмою, 6 – вибір режиму введення параметри згоряння.

Таблиця В.1 – Вихідні дані для моделювання робочого процесу двигуна

Параметри	Позначення параметрів	Параметри	Позначення параметрів
Діаметр циліндра	D	Тривалість вистою випускного клапану	в.вип
Хід поршня	S	Тривалість посадки випускного клапану	по.вип
Довжина шатуна	$L_{ш}$	Довжина впускного трубопроводу	$L_{вп}$
Ступінь стиску	ε	Прохідний переріз впускного колектора	$F_{вп}$
Число циліндрів	$i_{ц}$	Температура у впускному трубопроводі	$t_{вп}$
Маса кривошипу	M_k	Температура у випускному колекторі	$t_{вг}$
Маса шатуна	$M_{ш}$	Довжина випускного трубопроводу	$L_{вип}$
Маса поршня	$M_{п}$	Прохідний переріз випускного колектора	$F_{вип}$
Діаметр корінної шийки	D_k	Прохідний переріз нейтралізатора	$F_{нг}$
Діаметр шатунної шийки	$D_{ш}$	Прохідний переріз клапана рециркуляції ВГ	$F_{вг}$
Діаметр поршневого пальця	$D_{пп}$	Частота обертання колінчастого вала двигуна	n
Ширина поршневого кільця	t_k	Ступінь відкриття дросельної заслінки	$f_{др}$
Висота поршневого кільця	h_k	Показник адіабати свіжого заряду	k_s
Пружність поршневого кільця	P_y	Показник адіабати продуктів згоряння	k_p
Висота юбки поршня	$h_{ю}$	Газова стала повітря	R_s
Кут відкриття впускного клапану	о.вп	Газова стала продуктів згоряння	R_p
Кут закриття впускного клапану	з.вп	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива	l_0
Кут відкриття випускного клапану	о.вип	Нижча теплота згоряння палива	h_n
Кут закриття випускного клапану	з.вип	Коефіцієнт надміру повітря	α_f
Максимальна площа прохідного перерізу випускного клапану	$f_{вип}$	Кут випередження запалювання/впорскування	tet
Максимальна площа прохідного перерізу впускного клапану	$f_{вп}$	Атмосферний тиск	p_0
Тривалість підйому впускного клапану	п.вп	Температура навколишнього середовища	T_0
Тривалість вистою впускного клапану	в.вп	Крок розрахунку	df
Тривалість посадки впускного клапану	по.вп	Показник характеру згоряння	mzg
Тривалість підйому випускного клапану	п.вип	Тривалість згоряння	$f_{из}$
Вміст етанолу	g_{et}		

Таблиця В.2 – Змодельовані показники двигуна

Параметри	Позначення параметрів
Годинна витрата палива	$G_{\text{п}}$
Годинна витрата повітря	$G_{\text{пов}}$
Ефективна потужність	N_e
Крутний момент	M_k
Індикаторний крутний момент	M_i
Момент механічних втрат	M_m
Питома ефективна витрата палива	g_e
Питома індикаторна витрата палива	g_i
Середній тиск механічних втрат	p_m
Середній ефективний тиск циклу	p_e
Середній тиск гідравлічних втрат на впускному клапані	$p_{\text{вп}}$
Середній тиск гідравлічних втрат на випускному клапані	$p_{\text{вип}}$
Середній тиск втрат на тертя на поршневих кільцях	p_k
Середній тиск втрат на тертя на юбці поршня	$p_{\text{п}}$
Середній тиск втрат на тертя на підшипниках колінчастого валу і шатуна	p_o
Коефіцієнт наповнення	η_v
Коефіцієнт залишкових газів	$g_{\text{ам}}$
Концентрація CO	CO
Концентрація $C_m H_n$	$C_m H_n$

Під час кожного сеансу роботи з програмою створюються або оновлюються файли в теці з програмою. Файл N.DAT окрім вказаних вище вихідних та змодельованих параметрів містить також поточні параметри стану робочого тіла в циліндрі, впускному та випускному трубопроводах, інші поточні параметри, що змінюються під час окремих процесів робочого циклу двигуна. Кожне натискання кнопки «Розрахувати цикл» додає новий блок розрахункових даних у файл N.DAT в кінці файлу. Для очищення цього файлу необхідно завершити сеанс роботи з програмою, зберігши попередньо вхідні дані, та запустити програму знову і завантажити збережені дані. Для перегляду файлу N.DAT можна використовувати стандартну програму «Блокнот».

ДОДАТОК Г

ДОВІДКА
про використання результатів дисертаційної роботи
Сосіди Сергія Володимировича
на тему «ПОЛІПШЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНА З
ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ПРИ ВИКОРИСТАННІ
СПИРТОВМІСНОЇ ДОБАВКИ ДО БЕНЗИНУ»

Дисертаційна робота Сосіди Сергія Володимировича на тему «Поліпшення паливної економічності двигуна з іскровим запалюванням при використанні спиртовмісної добавки до бензину» присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі, спрямованої на підвищення ефективності витрачання палива автомобільними двигунами з іскровим запалюванням при використанні спиртовмісної добавки до бензину обсягом до 75 %.

Отримані в дисертаційній роботі результати – методика моделювання робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням, обладнаного системою впорскування зі зворотнім зв'язком та нейтралізацією відпрацьованих газів, при використанні добавки етилового спирту до бензину обсягом до 75% та результати дослідження впливу складу сумішевого палива на індикаторні показники робочого циклу, паливну економічність, ефективні показники двигуна, ефективність нейтралізації шкідливих речовин та екологічні показники мають наукову новизну та практичне значення і прийняті до використання у Науково-виробничій лабораторії енергетики та екології транспорту Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» (ДП «ДержавтотрансНДІпроект») для, зокрема, вивчення питань диверсифікації компонентів рідких моторних палив використанням біопалив, вдосконалення методик обробки експериментальних даних дослідження двигунів внутрішнього згорання, розрахунку ефективності методів і засобів підвищення паливної економічності та зниження шкідливих викидів колісних транспортних засобів, які можна впровадити в умовах експлуатації.

Заступник директора
 з наукової роботи
 ДП «ДержавтотрансНДІпроект»,
 доктор технічних наук, доцент



Олексій КЛИМЕНКО

Завідувач Науково-виробничої лабораторії
 енергетики та екології транспорту
 ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

Олександр БОНДАР

Завідувач Сектору випробовування
 транспортних засобів,
 двигунів і моторних палив
 Науково-виробничої лабораторії
 енергетики та екології транспорту
 ДП «ДержавтотрансНДІпроект»



Микола ГОРА

ДОДАТОК Д

Список публікацій здобувача

Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1) Tsiuman, M.P., Yakovlieva, A., Tsiuman, Y., Dobrovolskyi, O. Sosida, S., Savostin-Koslak, D., “Evaluation of Ethanol-Containing Fuel Supply Control Efficiency in Spark Ignition Engine,” SAE Technical Paper 2021-01-1232, 2021, DOI:10.4271/2021-01-1232.

URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2021-01-1232/>

Статті у фахових виданнях:

2) Добровольський О.С., Цюман М.П., Ступак Н.С., Сосіда С.В. Вплив добавки спирту до бензину на викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами двигуна з іскровим запалюванням. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2021, – Вип. 3 (50). С. 57-66.

DOI: 10.33744/2308-6645-2021-3-50-057-066.

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/50/057-066.pdf>

3) Гончар М. О., Ніколаєнко В. А., Цюман М. П., Сосіда С. В. Створення та дослідження динамічних моделей ДВЗ у середовищі OpenModelica. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, вип. 101, т. 2, 2023. С. 174-181.

DOI:10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.2.174-181

URL: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/284486>

4) Сосіда С.В., Цюман М.П. Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2023, – Випуск 57. С. 122-140.

DOI:10.33744/2308-6645-2023-3-57-122-140

URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/57/122.pdf>

Публікації апробаційного характеру:

1) Цюман М.П., Сосіда С.В., Клименко В.В. Аналіз способів використання спиртовмісних добавок до бензину в автомобільних двигунах. 76 наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. – К.: НТУ, 2020. – С. 42.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-76.pdf>

2) Цюман М.П., Сосіда С.В. Експериментальні дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 77 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2021. С.37.

URL: <http://vstup.ntu.edu.ua/konf-77.pdf>

3) Сосіда С.В. Експериментальне дослідження використання спиртовмісних добавок до бензину на показники роботи двигуна з електронною системою управління. Матеріали 78 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2022. С.26.

URL: <http://surl.li/fgqyb>

4) Сосіда С.В. Аналіз зв'язку параметрів робочого процесу, індикаторних та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням при роботі на паливах з різним вмістом етанолу. Матеріали 79 Наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Збірник тез доповідей. - К.: НТУ, 2023. С.47.

URL: <http://surl.li/nnfdt>

5) М.П. Цюман, С.В. Сосіда Експериментальне дослідження паливної економічності та екологічних показників двигуна з іскровим запалюванням, що

живиться спиртовмісним паливом з високим вмістом етанолу. Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури: виклики воєнного часу». Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2022. С.232-237.

URL: <http://surl.li/okuaa>

6) Цюман М.П., Сосіда С.В., Садовник І.І., Садовник І.Д. Система моніторингу експлуатаційної ефективності автомобільного двигуна, 15-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. (м. Львів, 20 – 21 травня 2021 р.) : Матеріали симпозіуму. Львів, 2021. С. 101-102.

URL: <http://surl.li/okudz>

7) Микола Цюман, Сергій Сосіда Аналіз показників роботи двигуна з іскровим запалюванням при використанні в якості палива суміш бензину та етанолу Міжнародна конференція «Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і машин». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 2022. С. 72-76.

DOI: 10.33744/978-966-632-316-6-2022-1.

URL: <http://surl.li/okuex>

8) Сергій Сосіда Вплив параметрів робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням при живленні паливами з різним вмістом етанолу на його енергетичні та екологічні показники. Всеукраїнська наукова конференція здобувачів освіти і молодих учених «Відбудова транспортної інфраструктури України». Збірник тез доповідей. Київ: НТУ, 21 червня 2023 року.

URL: <http://surl.li/okuho>

9) Сергій Сосіда, Микола Цюман Дослідження впливу використання палива на основі етанолу на індикаторні показники, енергоефективність та екологічність автомобільного двигуна, третя міжнародна науково-практична конференція «Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури», Збірник тез доповідей. Київ, ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2023.

URL: <http://surl.li/okuox>

10) Tsiuman Mykola, Sosida Serhii, Tsiuman Vevheniia, Smieszek Mirosław, Mosciszewski Jakub Investigation of parameters of the fuel supply system of the spark ignition engine using alcohol fuels. Transport Means Engineering - Operation, Fuels And Safety - Selected Issues. Monograph No. 23. Series: Mechanical Engineering. Scientific Editors: Kazimierz Lejda, Pawel Wos. Rzeszów. Publishing House of Rzeszow University of Technology. 2022. 91-100 p.p.